

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie

Département de génie mécanique  
Centre de Technologies Avancées BRP-UdeS

# ÉTUDE DES MÉTHODES D'ÉVALUATION DES CAS DE CHARGEMENT D'UN CHÂSSIS DE VÉHICULE RÉCRÉATIF

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : Génie mécanique

Nicolas JOUBERT

Jury: Denis RANCOURT  
Yves SAINT-AMANT  
Alain DESROCHERS  
Sébastien HÉBERT

# RÉSUMÉ

Le dimensionnement d'une structure métallique nécessite de connaître les caractéristiques du matériau utilisé et des chargements appliqués à la structure. Ces connaissances permettent d'estimer les contraintes induites dans la structure, et son comportement face à ces contraintes. Il est ensuite possible de modifier la structure pour éviter les défaillances mécaniques durant la durée de vie prévue.

Il existe plusieurs façons de déterminer les efforts subis par un châssis de véhicule à partir des efforts mesurés aux roues du véhicule. Ces méthodes utilisent des modélisations multi-corps dites « semi-analytiques » utilisant des signaux issus d'essais terrain. Les méthodes considèrent différents paramètres, avec des conditions limites sur le châssis qui varient d'une méthode à l'autre.

Il n'existe pas de comparaison chiffrée sur la précision de ces méthodes, et il n'existe pas non plus d'étude sur l'impact de certains paramètres de modélisation comme la fréquence d'acquisition ou la modélisation des flexibilités de pièces de suspension sur la précision des résultats issus des études « semi-analytiques ».

L'étude menée dans le cadre de cette maîtrise a eu comme objectif de déterminer, parmi un éventail de méthodes utilisées dans l'industrie, laquelle est en mesure de donner les résultats les plus fiables d'efforts au châssis à partir d'efforts mesurés aux roues, et, une fois cette méthode déterminée, d'identifier sa sensibilité à certaines variations de paramètres de modélisation. Pour ce faire, une étude a été menée en créant une simulation de référence « analytique complète », avec un profil de route et un modèle de pneu, générant des signaux d'efforts aux roues utilisés dans plusieurs simulations « semi-analytiques », appliquant ces efforts directement sur les moyeux du véhicule, sans modèles de pneus ou de route. Les signaux d'efforts au châssis ont ensuite été comparés entre la simulation de référence et les simulations « semi-analytiques ». La méthode la plus précise a été déterminée. L'influence de différents paramètres de modélisation sur la précision de cette méthode a ensuite été évaluée.

Une méthode s'est distinguée dans cette étude. Dans celle-ci, les efforts enregistrés aux roues sont appliqués aux moyeux du véhicule simulé, un algorithme de contrôle applique des efforts pour maintenir la position du châssis et la vitesse des roues proche de celles enregistrées dans l'essai de référence. Les flexibilités des pièces de suspension sont représentées et la fréquence d'acquisition est de 2000 Hz. C'est cette méthode qui est recommandée comme la plus précise pour déterminer les efforts au châssis d'un véhicule à partir des efforts mesurés aux roues.

**Mots clefs:** Dynamique Multi-Corps, MBD, Châssis, Prédiction d'efforts, Roues instrumentées, Modélisation, Semi-Analytique

# REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier Denis Rancourt, Yves Saint Amant et Alain Desrochers de m'avoir encadré durant ce projet. Merci à toute l'équipe du CTA pour leurs conseils, leur disponibilité et leur aide tout au long du projet.

Un remerciement particulier à Maxime Boisvert pour m'avoir supporté pendant cette maîtrise, et à Sébastien Hébert d'avoir accepté de faire partie du jury.

Merci enfin à l'Université de Sherbrooke, à BRP au CRSNG et à Prima Québec d'avoir rendu possible le projet ATLAS.

# TABLE DES MATIÈRES

1. INTRODUCTION .....	1
1.1. Mise en contexte et problématique.....	1
1.2. Définition et objectifs de la maîtrise .....	3
2. ÉTAT DE L'ART .....	4
2.1. Évaluation des chargements sur un véhicule.....	4
2.1.1. Méthode de mesure directe .....	4
2.1.2. Méthodes semi-analytiques.....	5
2.1.3. Méthode analytique complète .....	9
2.2. Prédiction de la fatigue d'une structure.....	10
2.3. Outils de modélisation.....	11
2.3.1. Simulation Multi-corps .....	11
2.3.2. Modèle d'humain. ....	13
2.3.3. Modèle de paliers élastomères .....	15
2.3.4. Modèle de pneu .....	18
2.4. Les entrants à un modèle MBD.....	20
2.4.1. Modélisation de la route.....	20
2.4.2. Roue Instrumentée .....	23
3. OBJECTIFS ET APPROCHE DU PROJET .....	27
4. DEVELOPPEMENT DU MODÈLE MBD .....	28
4.1. Architecture du modèle .....	29
4.1.1. Architecture globale.....	29
4.1.2. Suspension Avant.....	31
4.1.3. Suspension Arrière.....	32
4.1.4. Moteur.....	32
4.2. Hypothèses de modélisation.....	33
4.3. Caractérisation des éléments du modèle .....	34
4.3.1. Mesure des masses et inerties des corps .....	34
4.3.2. Paliers élastiques .....	37
4.3.3. Caractérisation des combinés ressorts-amortisseur .....	39
4.3.4. Modèle de pneu.....	41
4.3.5. Forces aérodynamiques.....	42

5. SIMULATIONS ANALYTIQUES COMPLÈTES.....	43
5.1. Scénarios simulés .....	43
5.2. Enregistrement des efforts aux roues .....	46
5.3. Limitations du modèle de pneu .....	49
6. SIMULATIONS SEMI-ANALYTIQUES .....	50
6.1. Application des efforts aux moyeux.....	50
6.2. Les différentes méthodes semi-analytiques.....	51
6.2.1. Méthode avec châssis fixe .....	51
6.2.2. Méthode avec châssis déplacé .....	52
6.2.3. Méthode avec châssis libre et contrôleur .....	52
6.3. Comparaison des méthodes et résultats.....	56
6.4. Détermination de la meilleure méthode .....	59
6.5. Vérifications de la méthode.....	64
7. ÉTUDE DE SENSIBILITÉ .....	67
7.1. Contrôle en vitesse de la roue .....	67
7.2. Suspension avant flexible.....	70
7.3. Suspension arrière flexible .....	73
7.4. Fréquence d'acquisition .....	77
8. CONCLUSION .....	80
9. RÉFÉRENCES .....	82

## LISTE DES FIGURES

FIGURE 1.1 : CAN AM SPYDER F3-T. ....	3
FIGURE 2.1 : SCHÉMA DE PRINCIPE DES ITÉRATIONS POUR OBTENIR LE PROFIL DE ROUTE [MEI ET XIE, 2014].	8
FIGURE 2.2 : EXEMPLE DE GRAPHE ISSU D'UN COMPTAGE RAINFLOW .....	10
FIGURE 2.3 : MODÈLE DE PILOTE PASSIF [OLIVERI <i>ET AL.</i> , 2002] .....	13
FIGURE 2.4 : EXEMPLES DE DÉPLACEMENTS DU PILOTE ACTIF [SEQUENZIA <i>ET AL.</i> , 2015] .....	14
FIGURE 2.5 : VUE D'UN PALIER DE SUSPENSION ET DU SYSTÈME DE COORDONNÉES COURAMMENT UTILISÉ [OK <i>ET AL.</i> , 2007] .....	15
FIGURE 2.6 : EXEMPLE DE MODÈLE DE PALIER AVEC CELLULES DE MAXWELL ET MODÈLE DE KELVIN-VOIGT .....	16
FIGURE 2.7 : EXEMPLE DE TAMPON MOTEUR HYDRAULIQUE MODÉLISÉ DANS SIMPACK [SIMPACK, 2017].	17
FIGURE 2.8 : MODÈLE DE PALIER COMPLET PROPOSÉ PAR SIMPACK [SIMPACK, 2017] .....	17
FIGURE 2.9 : SCHÉMA DU SYSTÈME DE CAMES PERMETTANT DE REPRÉSENTER L'INTERFACE PNEU-ROUTE ET LA DIRECTION D'ACTION [TNO, 2013] .....	18
FIGURE 2.10 : SCHÉMA DE PRINCIPE DE L'APL [IMINE, 2003] .....	20
FIGURE 2.11 : SCHÉMA DE PRINCIPE DE LA MÉTHODE INERTIELLE [IMINE, 2003] .....	21
FIGURE 2.12 : MODÈLE QUART DE VÉHICULE [ERHART <i>ET AL.</i> , 2011] .....	22
FIGURE 2.13 : ADAPTATEUR DE MOYEU [MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION, 2013] .....	23
FIGURE 2.14 : ADAPTATEUR DE ROUE [MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION, 2013] .....	23
FIGURE 2.15 : CORPS D'ÉPREUVE [MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION, 2013] .....	24
FIGURE 2.16 : SCHÉMA DE PLACEMENT DES JAUGES DANS UN MODÈLE DE CORPS D'ÉPREUVE [LIN <i>ET AL.</i> , 2013] .....	24
FIGURE 2.17 : ADAPTATEUR TOURNANT [MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION, 2013] .....	25
FIGURE 2.18 : VUE DE ROUES INSTRUMENTÉS AVEC ENCODEUR ET TIGE DE RÉFÉRENCE [WANG <i>ET AL.</i> , 2016] .....	25
FIGURE 4.1 : ARCHITECTURE D'ORIGINE DU MODÈLE .....	29
FIGURE 4.2 : ARCHITECTURE FINALE DU MODÈLE .....	30
FIGURE 4.3 : IMAGE DU MODÈLE MBD CRÉÉ DANS SIMPACK .....	30
FIGURE 4.4 : VUE DU MODÈLE DE SUSPENSION AVANT .....	31
FIGURE 4.5 : VUE DE LA SUSPENSION ARRIÈRE .....	32
FIGURE 4.6 : IMAGE DU MOTEUR ET DE SES PALIERS .....	32
FIGURE 4.7 : IMAGES DE PIÈCES DE SPYDER DÉMONTÉES POUR ÊTRE PESÉES. À GAUCHE: LA ROUE ET LE PNEU; À DROITE, L'AILE ET LE PORTE MOYEU .....	34
FIGURE 4.8 : CAPTURE D'ÉCRAN DU MODÈLE NUMÉRIQUE D'UNE AILE, AVEC MESURE DE L'INERTIE .....	35
FIGURE 4.9 : MONTAGE D'ESSAI DE PALIER UTILISÉ AU CTA .....	38
FIGURE 4.10 : COURBE D'AMORTISSEUR TELLE QU'UTILISÉE DANS LE MODÈLE MBD .....	40
FIGURE 4.11 : COURBES PRÉSENTANT LA FORCE DU RESSORT ET DE LA BUTÉE D'AMORTISSEUR EN FONCTION DU DÉPLACEMENT DE L'AMORTISSEUR .....	40
FIGURE 4.12 : EXEMPLES DE COURBES CARACTÉRISANT LE COMPORTEMENT D'UN PNEU, ISSUES DU MODÈLE MF-TYRE .....	41
FIGURE 5.1 : EXEMPLE DE SIMULATION EN LACET. LA ROUE AVANT DROITE DÉCOLLE DU SOL .....	44
FIGURE 5.2 : GLISSEMENT DES 3 ROUES DU VÉHICULE LORS DU FREINAGE .....	44
FIGURE 5.3 : EXEMPLE DE RAMPES UTILISÉES .....	45
FIGURE 5.4 : RAMPE RAIDE, LA ROUE ARRIÈRE QUITTE LE SOL LORS DE LA DESCENTE .....	45
FIGURE 5.5 : IDENTIFICATION DES DEUX PARTIES D'UNE ROUE INSTRUMENTÉE (MTS) .....	46
FIGURE 5.6 : SYSTÈME D'AXES SAE [MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION, 2013] .....	47
FIGURE 5.7 : EXEMPLE D'EFFORTS POSITIFS AUX ROUES [MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION, 2013] .....	47
FIGURE 5.8 : SYSTÈME D'AXES UTILISÉ DANS SIMPACK .....	48
FIGURE 5.9 : EFFORT VERTICAL TRANSMIS PAR UN PNEU AVANT LORS DU PASSAGE SUR LA DERNIÈRE ARRÊTE D'UNE RAMPE, EN POINTILLÉS LORSQUE L' ANGLE EST DE 90° ET EN TRAITS PLEINS LORSQUE L' ANGLE EST DE 168° .....	49

FIGURE 5.10 : RAMPE AVEC UNE ARRÊTE SUFFISAMMENT DOUCE. ....	49
FIGURE 6.1 : EXEMPLES DE COURBES DE FORCES OBTENUES AVEC LE CHÂSSIS FIXE .....	51
FIGURE 6.2 : COMPARAISON DES VITESSES ANGULAIRES DES PENDUES AUTOUR DE LEUR AXE. EN NOIR LE PENDULE DE RÉFÉRENCE ET EN POINTILLÉS LE PENDULE SEMI-ANALYTIQUE.....	53
FIGURE 6.3 : SCHÉMA BLOC DU CHÂSSIS ET DU CONTRÔLEUR UTILISÉ.....	54
FIGURE 6.4 : EXEMPLE DE TABLEAU DE RÉSULTATS POUR UNE MANŒUVRE SUR UNE RAMPE, AVEC LA MÉTHODE DU CHÂSSIS FIXÉ.....	58
FIGURE 6.5 : TABLEAU DE RÉSULTATS POUR L’ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC VÉHICULE FIXÉ .....	59
FIGURE 6.6 :TABLEAU DE RÉSULTATS POUR L’ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC LA POSITION DU CHÂSSIS IMPOSÉE PAR UNE LIAISON ENCASTREMENT .....	60
FIGURE 6.7 :TABLEAU DE RÉSULTATS POUR L’ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC LA POSITION DU CHÂSSIS CONTRÔLÉE AUTOUR DE L’ORIGINE DU REPÈRE DE SIMULATION.....	61
FIGURE 6.8 : TABLEAU DE RÉSULTATS POUR L’ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE .....	62
FIGURE 6.9 : TABLEAU DES RÉSULTATS POUR LE SCÉNARIO DE SLALOM AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE. ....	64
FIGURE 6.10 : TABLEAU DES RÉSULTATS POUR LE SCÉNARIO DE RAMPE SOUS LA ROUE GAUCHE, AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE.....	65
FIGURE 6.11 : TABLEAU DES RÉSULTATS POUR LE SCÉNARIO DE RAMPE SOUS LA ROUE ARRIÈRE, AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE.....	66
FIGURE 7.1 : RÉSULTATS AVEC CONTRÔLE DE LA ROUE .....	68
FIGURE 7.2 : RÉSULTATS AVEC FRICTION À LA ROUE.....	68
FIGURE 7.3 : SUSPENSION AVANT AVEC TRIANGLES FLEXIBLES DANS SIMPACK.....	70
FIGURE 7.4 : RÉSULTATS AVEC SUSPENSION AVANT FLEXIBLE .....	71
FIGURE 7.5 : RÉSULTATS AVEC SUSPENSION AVANT RIGIDE .....	71
FIGURE 7.6: BRAS DE SUSPENSION ARRIÈRE FLEXIBLE .....	73
FIGURE 7.7 : : RÉSULTATS AVEC SUSPENSION ARRIÈRE FLEXIBLE .....	74
FIGURE 7.8 : RÉSULTATS AVEC SUSPENSION ARRIÈRE RIGIDE.....	74
FIGURE 7.9 : MOMENT EN Z TRANSMIS PAR LE PIVOT DE SUSPENSION ARRIÈRE LORS DE L’ESSAI SUR RAMPE RAIDE .....	75
FIGURE 7.10 : PREMIER MODE DU BRAS DE SUSPENSION.....	76
FIGURE 7.11 : RÉSULTATS AVEC ACQUISITION À 200 HZ.....	78
FIGURE 7.12 : RÉSULTATS AVEC ACQUISITION À 2000 HZ.....	78

## LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 2.1 : PLAGE D'UTILISATION DES MODÈLES DE PNEUS .....	19
TABLEAU 4.1 : MASSE ET DES MOMENTS PRINCIPAUX D'INERTIE DU CHÂSSIS DE F3-T .....	36
TABLEAU 5.1: LISTE DES MANŒUVRES SIMULÉES DANS LES SIMULATIONS ANALYTIQUES COMPLÈTES DE RÉFÉRENCE. ....	43
TABLEAU 6.1 : RÉSUMÉ DES RÉSULTATS POUR L'ESSAI SUR UNE RAMPE RAIDE AVEC VÉHICULE FIXÉ .....	59
TABLEAU 6.2 :RÉSUMÉ DES RÉSULTATS POUR L'ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC LA POSITION DU CHÂSSIS IMPOSÉE PAR UNE LIAISON ENCASTREMENT.....	60
TABLEAU 6.3: RÉSUMÉ DES RÉSULTATS POUR L'ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC LA POSITION DU CHÂSSIS CONTRÔLÉE AUTOUR DE L'ORIGINE DU REPÈRE DE SIMULATION.....	61
TABLEAU 6.4 : RÉSUMÉ DES RÉSULTATS POUR L'ESSAI SUR RAMPE RAIDE AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE .....	62
TABLEAU 6.5 : RÉSUMÉ DES RÉSULTATS POUR LE SCÉNARIO DE SLALOM AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE .....	64
TABLEAU 6.6 : RÉSUMÉ DES RÉSULTATS POUR LE SCÉNARIO DE RAMPE SOUS LA ROUE GAUCHE, AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE.....	65
TABLEAU 6.7 : TABLEAU DES RÉSULTATS POUR LE SCÉNARIO DE RAMPE SOUS LA ROUE ARRIÈRE, AVEC LE CHÂSSIS CONTRÔLÉ AUTOUR DE LA TRAJECTOIRE DE RÉFÉRENCE.....	66
TABLEAU 7.1 :COMPARAISON DES RÉSULTATS POUR LE CONTRÔLE DE LA VITESSE DE ROTATION DE LA ROUE .....	69
TABLEAU 7.2 :COMPARAISON DES RÉSULTATS POUR LA SUSPENSION AVANT FLEXIBLE.....	72
TABLEAU 7.3 :COMPARAISON DES RÉSULTATS POUR LA SUSPENSION ARRIÈRE FLEXIBLE .....	75
TABLEAU 7.4 :COMPARAISON DES RÉSULTATS SELON LA FRÉQUENCE D'ACQUISITION .....	79



# 1. INTRODUCTION

## 1.1. Mise en contexte et problématique

Depuis plusieurs années, les constructeurs automobiles et les autorités publiques se sont lancés dans la réduction de la consommation des véhicules. L'industrie des véhicules récréatifs recherche aussi à améliorer les performances de ses produits. Pour ce faire, plusieurs axes sont exploités : l'un concerne la motorisation et la transmission des véhicules, un autre est l'allègement des structures. La réduction de la résistance au roulement est aussi explorée dans des études sur l'aérodynamique et les pneus. Dans les véhicules électriques en particulier, le poids est un facteur critique que les constructeurs cherchent à diminuer le plus possible. On peut citer l'exemple des BMW i8 réalisées en carbone, les véhicules Tesla ou encore la cabine du Ford F-150 réalisés en aluminium et apportant des gains significatifs de consommation [Ducker Worldwide LLC., 2017].

L'industrie automobile étudie les différentes possibilités d'utilisation d'aluminium dans ses châssis de véhicules, à la fois dans une optique de réduction de poids, mais aussi pour réduire le coût en permettant que des éléments esthétiques de la carrosserie soient compris dans le châssis et participent à sa résistance, à la manière des châssis monocoques de voiture.

L'aluminium offre un très bon rapport raideur/poids et résistance/poids ; il a une bonne formabilité, se recycle facilement et résiste très bien à la corrosion. Il présente plusieurs arguments qui justifient son utilisation pour un châssis de véhicule. Cependant, pour réaliser un châssis plus léger, il ne suffit pas de simplement changer de matériau ou d'enlever de la matière, il faut procéder de façon ciblée [European Aluminium, 2015]. L'utilisation d'un programme d'optimisation topologique permet de déterminer à quels endroits la matière est nécessaire et à quels endroits en retirer. Ces programmes permettent de spécifier divers critères à respecter, allant de la contrainte maximale dans la pièce optimisée à la position du centre de gravité. Pour fonctionner correctement, ces algorithmes d'optimisation ont besoin des chargements qui sont appliqués sur le système à optimiser [Cavazzuti *et al.*, 2011].

Pour assurer le bon dimensionnement d'une structure et éviter la réalisation de coûteux prototypes, on doit connaître les efforts qui s'y appliquent avant que celle-ci ne soit construite. Certains cas de chargement sont facilement déterminables. Le poids moyen de l'utilisateur du véhicule ou le poids du moteur sont des données connues. Il est donc possible de déterminer les efforts statiques et quasi-statiques appliqués à la structure. Cependant, pour des événements faisant apparaître des phases transitoires et des effets dynamiques, l'estimation des efforts entrants sur un châssis est complexe et nécessite souvent l'acquisition de données terrain sur un véhicule physique.

Dans le cas des contraintes générées par des chargements normaux qui surviennent dans le cycle de vie normal du produit, l'utilisation de l'aluminium par rapport à l'acier amène une complexité supplémentaire car l'aluminium n'a pas de limite d'endurance. Pour la conception d'un châssis de véhicule en aluminium, il est donc important de connaître de façon détaillée les contraintes s'appliquant au véhicule lors d'une utilisation courante, et l'endommagement qui en résulte.

Pour évaluer la durée de vie d'un véhicule, la méthode standard de l'industrie est d'utiliser un circuit « de durabilité », constitué de routes artificiellement dégradées [Ferry *et al.*, 2002]. Un véhicule d'essais réalise un grand nombre de fois ce circuit de durabilité, conçu pour simuler le vieillissement du véhicule au cours de sa durée de vie normale. À la fin de l'essai, le châssis est inspecté pour observer d'éventuels dommages en fatigue. Ces essais permettent simplement de vérifier une durée de vie, ils n'informent pas sur la durée de vie restante du châssis ou sur les prochaines zones qui vont présenter un bris en fatigue. Les outils de simulation, en utilisant notamment des simulations dynamiques multi-corps (MBD : *MultiBody Dynamics*) pour représenter le fonctionnement de la suspension et la dynamique du véhicule [Zhu *et al.*, 2011], permet de mieux connaître les efforts appliqués sur le châssis, ainsi que la fatigue et les dommages qui en résultent.

Les simulations MBD peuvent avoir plusieurs niveaux de complexité, selon le degré de précision et de validation recherché. Les modèles les plus complets nécessitent des caractérisations d'éléments complexes, comme les pneus ou le profil de la piste de durabilité [Surendranath *et al.*, 2011], tandis que d'autres, plus simples, utilisent des enregistrements d'efforts aux roues déjà réalisés sur la piste d'essais [James C. Tebbe *et al.*, 2006]. Il existe donc différentes façons d'obtenir les efforts s'appliquant au châssis d'un véhicule en utilisant les simulations MBD.

Cependant, dans la littérature, il n'existe pas de consensus concernant l'utilisation des données d'efforts aux roues. La meilleure façon d'utiliser les efforts aux roues dans des simulations MBD pour retrouver les efforts au châssis doit être déterminée. C'est le but de cette étude.

La simulation semi-analytique est utile lorsque des données expérimentales sont disponibles. Des roues instrumentées ainsi qu'un GPS inertiel sont utilisés pour mesurer les forces et moments aux roues, la position et l'orientation du châssis. Un modèle MBD est utilisé pour déterminer les efforts aux différents points d'ancrage au châssis. Les forces et moments enregistrés sont appliqués aux moyeux du modèle MBD comme entrées du modèle et génèrent des forces aux points d'ancrage du châssis. L'avantage principal de la simulation semi-analytique est qu'elle évite le recours à un modèle de pneu et de route. Par contre, cette méthode ne permet pas d'obtenir les efforts avant qu'un prototype ne soit créé ou que des acquisitions de données expérimentales sur un véhicule à l'architecture et aux caractéristiques très proches n'aient été effectuées.

La simulation analytique complète permet d'obtenir les efforts au châssis sans avoir recours à des essais physiques sur la piste d'essais [Surendranath *et al.*, 2011]. L'intérêt principal de la simulation analytique complète est l'obtention des efforts au châssis tôt dans le projet, avant même qu'un prototype ne soit créé. Ce type de simulations nécessite que les différents éléments qui composent le véhicule soient modélisés avec une bonne précision. Cette méthode nécessite, comme pour la simulation semi-analytique, une modélisation du véhicule, ainsi qu'une modélisation des pneus et de la route. À défaut de modèle de pneu élaboré et de numérisation complète de route, une étude en fatigue ou en vibration devient difficile.

## 1.2. Définition et objectifs de la maîtrise

L'objectif principal de cette étude était de réaliser une comparaison de différentes méthodes semi-analytiques et de déterminer celle qui donne les résultats d'efforts au châssis les plus précis. L'étude porte aussi sur la sensibilité de la méthode retenue à diverses simplifications de modélisation comme la prise en compte des déformations des structures ou de la vitesse de rotation des roues. La question de recherche posée est : Quelle est la meilleure méthode semi-analytique pour estimer les efforts au châssis d'un véhicule?

Une modélisation dynamique d'un véhicule Can-Am Spyder F3-T, représenté à la Figure 1.1, est effectuée, puis une simulation analytique complète est menée pour calculer les efforts présents au châssis et aux roues. Ces efforts au châssis sont ensuite comparés à ceux issus de différentes simulations semi-analytiques qui utilisent les données d'efforts aux roues calculées lors de la simulation analytique complète afin de déterminer quelle méthode est la plus performante. La méthode retenue est ensuite étudiée pour évaluer l'influence des simplifications de modélisation sur la précision des résultats.



Figure 1.1 : Can Am Spyder F3-T.

## 2. ÉTAT DE L'ART

Cette section décrit l'état actuel des connaissances relatives au projet de recherche. Pour évaluer les efforts s'appliquant sur un châssis de véhicule, diverses méthodes existent, décrites à la section 2.1. Ces efforts peuvent être utilisés pour l'évaluation de durée de vie en fatigue, selon une méthode décrite à la section 2.2. La majorité des méthodes d'évaluation des efforts se basent sur des simulations MBD, décrites à la section 2.3. Ces simulations MBD peuvent prendre en compte l'interaction entre le modèle et la route de deux façons différentes, décrites à la section 2.4.

### 2.1. Évaluation des chargements sur un véhicule

L'évaluation des efforts s'appliquant sur un véhicule est une problématique à laquelle sont confrontés les constructeurs automobiles. En effet, il est important de dimensionner correctement les véhicules, à la fois pour ne pas utiliser plus de matière que nécessaire, mais aussi pour ne pas avoir de bris en fonctionnement présentant un risque pour l'utilisateur et nécessitant des réparations coûteuses.

Il existe trois méthodes reconnues pour connaître les efforts qui s'appliquent sur un châssis de véhicule [Da Cruz *et al.*, 2003]. La méthode de mesure directe, la méthode semi analytique, et la méthode analytique complète.

#### 2.1.1. Méthode de mesure directe

La méthode de mesure directe impose d'utiliser un véhicule physique, prototype ou issu de la production. Il faut ensuite instrumenter complètement le véhicule avec des jauges de contrainte et divers capteurs (cellules d'effort, capteurs de pression, etc.) pour déterminer les efforts subis par le châssis. Il faut ensuite mener une campagne d'essais physiques avec ce véhicule instrumenté. Ce type d'étude est très cher car il est nécessaire d'avoir un véhicule déjà produit, de l'instrumenter complètement puis de mener la campagne d'essais. Une modélisation par la méthode des éléments finis du châssis est aussi requise pour retrouver les efforts qui génèrent les déformations mesurées par les jauges de contrainte si des cellules de force ne sont pas utilisées à tous les points d'ancrage au châssis.

Les mesures directes de contraintes dans un véhicule existant nécessitent des modifications sur celui-ci qui peuvent changer sa réponse dynamique et fausser les résultats [Schudt *et al.*, 2005]. Il est aussi nécessaire de porter une attention particulière aux variations entre différents véhicules du même modèle, donc *a priori* identiques. Une variation de quelques millimètres de la hauteur d'une butée de suspension peut avoir une grande influence sur le comportement du véhicule. Il est donc important de noter les caractéristiques du véhicule testé et de vérifier qu'elles correspondent bien aux caractéristiques nominales du véhicule en production. La qualité de l'instrumentation est aussi critique car une erreur de positionnement, même minime d'une jauge de contrainte, peut fausser les mesures.

Cette méthode peut donc déterminer les efforts qui s'appliquent sur un châssis, mais elle est tributaire d'une instrumentation de qualité et peut donner des résultats erronés en modifiant la réponse du châssis.

### 2.1.2. Méthodes semi-analytiques

Une des méthodes décrites dans l'article de Da Cruz *et al.* fait partie des méthodes « semi-analytiques ». Ce type de méthode est utilisée pour calculer les efforts induits dans un châssis, sans nécessiter d'instrumenter complètement le châssis [Da Cruz *et al.*, 2003].

Ces méthodes utilisent des capteurs dont la mise en place est plus simple : des roues instrumentées telles les LW9.5 (Michigan Scientific Inc.) remplacent les roues d'origine du véhicule. Il s'agit de roues spécifiques équipées de plusieurs jauges de contrainte, d'accéléromètres ainsi que d'un système de traitement du signal qui exploite les données brutes lues par les jauges de contrainte et les autres capteurs présents dans la roue. La roue instrumentée permet alors de mesurer les efforts s'exerçant sur le moyeu lors de l'opération du véhicule : les forces et les moments dans les trois directions d'un repère lié au portemoyeu.

Pour utiliser les méthodes semi-analytiques, il est ensuite nécessaire de modéliser la suspension du véhicule pour y appliquer les efforts ou les déplacements mesurés sur le moyeu et estimer les efforts qui s'exercent sur le châssis. Un modèle de pneu n'est pas nécessaire car ce sont les efforts ou les déplacements enregistrés au moyeu qui sont utilisés dans la simulation.

Cinq méthodes existent pour exploiter les signaux provenant des roues instrumentées:

- Châssis Fixe

Da Cruz *et al.*, [2003] utilisent le logiciel de simulation Adams (MSC Software) pour la simulation de la suspension. Ils créent leur modèle en indiquant la géométrie des pièces en mouvement dans la suspension et prennent en compte les paliers en caoutchouc sur lesquels sont fixés les éléments de suspension. La méthode décrite prend aussi en compte les rigidités locales des points de fixation de la suspension au châssis, si celles-ci sont du même ordre de grandeur que celles des paliers en élastomères. Le châssis est fixé dans cette étude.

La méthode décrite ne permet pas d'obtenir les efforts qui agissent dans le châssis, par exemple aux points d'attache du moteur dans le châssis ; en effet, le châssis est fixé et rigide.

Pour contourner ce problème, il est possible de réaliser une simulation de l'ensemble du véhicule en incluant le châssis, et d'appliquer des conditions limites au châssis qui permettent une simulation satisfaisante.

- Châssis libre et application des déplacements estimés aux moyeux

Une deuxième méthode est l'application directe des déplacements mesurés aux moyeux en conservant le châssis libre. Les déplacements sont obtenus à partir d'accéléromètres présents sur les roues instrumentées ou de capteurs de déplacement de la suspension. Ces solutions permettent une bonne connaissance de la position des moyeux. Cependant, la position du châssis par rapport aux roues n'est pas contrôlée et peut varier entre la simulation et la réalité. De plus, les déplacements sont calculés à partir de valeurs d'accélération des moyeux, ce qui peut entraîner des dérives et des erreurs liées au calcul des déplacements à partir des accélérations.

- Châssis libre et application directe des efforts mesurés

Il est possible de conserver le châssis libre et d'appliquer directement les forces et moments sur les moyeux. Cependant, des erreurs de mesure conduisent souvent la simulation à de mauvais résultats. La simulation va alors produire de faux déplacements du véhicule, voire faire déraiper ou faire basculer le véhicule. La qualité des résultats en sera faussée [James C. Tebbe *et al.*, 2006].

- Châssis libre, application des efforts et contrôle des erreurs de trajectoire du châssis.

La solution retenue par Tebbe et al. (2006) est d'utiliser un contrôle par retour d'état pour s'assurer que le véhicule suive bien une trajectoire calculée. Les problèmes de dérive ou de retournement qui apparaissent avec la méthode d'application directe des efforts sur un châssis libre sont évités. Le contrôleur utilisé se limite aux basses fréquences pour ne pas interférer avec les modes vibratoires du véhicule, et suit l'hypothèse que les perturbations de plus haute fréquence s'équilibrent pour donner une tendance générale qui sera corrigée par le contrôleur.

La trajectoire du véhicule est calculée à partir des efforts mesurés aux roues. Pour ce faire, le véhicule est considéré comme un solide rigide indéformable dont il est possible d'estimer la trajectoire à partir des efforts enregistrés aux roues, de la masse et de l'inertie. Une fois la trajectoire estimée, elle est souvent lissée. La simulation est ensuite réalisée et les efforts générés par le contrôleur sont appliqués sur le centre de gravité du véhicule pour qu'il suive la trajectoire de façon satisfaisante. Un des axes d'amélioration possible est l'application des efforts correcteurs aux roues au lieu du centre de masse.

- Châssis libre et application d'un profil de déplacement vertical estimé

Une autre méthode consiste à estimer le profil vertical de la route à l'aide d'un modèle inverse de pneu. C'est la méthode retenue par BMW et développée principalement par l'entreprise LMS, avec son procédé TWR (Time Waveform Replication) [Backer *et al.*, 2005].

Cette méthode, nommée « Hybrid Road Load » utilise tout d'abord un modèle MBD (Multi-Body Dynamics) d'un véhicule existant ainsi que les données issues d'un essai de durabilité de ce véhicule, en particulier les historiques d'effort et d'accélération aux roues du véhicule.

À partir de ces données, deux approches sont possibles. Si un modèle de pneu existe, un profil de route est généré à l'aide d'un modèle inverse qui prend en compte les données d'efforts et d'accélération mesurées par les roues instrumentées. Si aucun modèle de pneu n'est disponible, il est possible de retrouver un profil de déplacement du moyeu de chaque roue [Mei et Xie, 2014]. Une simulation MBD du véhicule existant est réalisée, en lui appliquant au niveau du pneu ou du moyeu, le profil de déplacement calculé, qui consiste uniquement en un déplacement vertical et les autres efforts enregistrés (moments et efforts latéraux et longitudinaux) sont appliqués directement sur le moyeu de la roue. Les efforts verticaux enregistrés durant l'essai physique et ceux issus de la simulation sont ensuite comparés. Plusieurs itérations sont ensuite réalisées pour affiner le profil de déplacement. Une fois les résultats satisfaisants, le profil de déplacement ainsi calculé et les autres efforts (efforts sur le volant par exemple) sont appliqués sur un modèle d'un nouveau véhicule pour obtenir les efforts au châssis du nouveau véhicule.

La méthode pour déterminer le déplacement de la route à partir des efforts verticaux au moyeu utilise une simulation multi-corps du véhicule en considérant tous les corps comme des solides rigides. L'approche décrite par Backer *et al.* (2005) utilise un modèle simple de pneu avec une rigidité et un coefficient d'amortissement. Une fonction de réponse en fréquence du système reliant le déplacement vertical du point de contact pneu-route et la force verticale s'appliquant sur le moyeu est calculée à partir d'une excitation de bruit rose. En l'inversant, il est possible de retrouver une estimation d'un profil de route.

Le premier profil de route ainsi obtenu, appelé « first drive file » peut être loin du profil réel. Il est cependant appliqué dans une première phase de simulation sur le véhicule original. Les chargements obtenus aux roues avec le profil de route sont comparés aux chargements obtenus lors de l'essai physique. La différence entre les deux efforts permet de modifier le profil de route pour qu'il génère des efforts plus représentatifs de l'essai réel. Plusieurs itérations sont nécessaires pour obtenir un résultat fiable. Le schéma suivant présente la méthode utilisée.

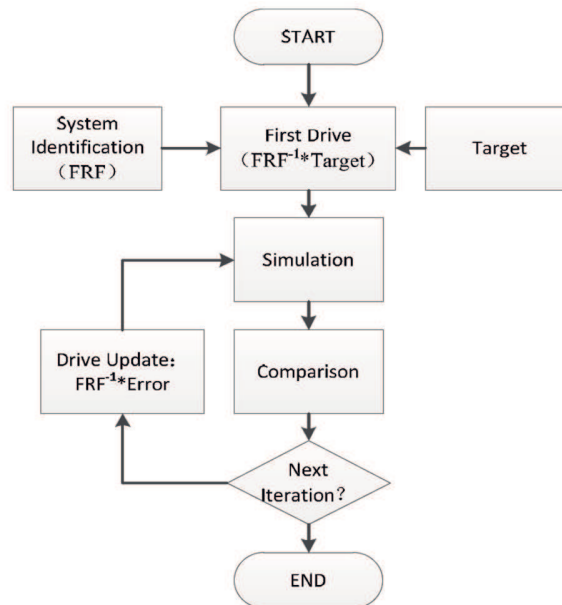


Figure 2.1 : Schéma de principe des itérations pour obtenir le profil de route [Mei et Xie, 2014]

Une fois le profil de route défini de façon satisfaisante, un modèle multi-corps du nouveau véhicule à tester est développé. Le déplacement vertical calculé est appliqué au niveau du point de contact pneu-route, et les efforts non verticaux mesurés lors de l'acquisition sur le véhicule existant sont appliqués sur le moyeu. La simulation ainsi réalisée évite le retournement possible du véhicule qui peut arriver lors de l'utilisation directe des efforts mesurés aux roues, et donne des résultats fiables, en particulier au niveau du dommage cumulatif.



### 2.1.3. Méthode analytique complète

La méthode analytique complète est une méthode plus récente. Elle permet de retrouver les chargements sur le véhicule en s'affranchissant d'essais réels. Une modélisation complète du véhicule et de ses pneumatiques est nécessaire, ainsi qu'une caractérisation du profil de route [Sawa *et al.*, 2010]. La simulation est ensuite réalisée en faisant rouler le véhicule sur une route virtuelle. Un profil de route interagit avec le modèle de pneu pour transmettre des efforts aux roues. Plusieurs types de route et d'obstacles sont simulés et leurs effets sur la structure du véhicule sont étudiés. Sawa *et al.* (2010) ont ainsi simulé une route bosselée typique des pistes non asphaltées et ont étudié les effets de ce type de revêtement sur la structure d'un véhicule.

Le véhicule est modélisé dans un logiciel MBD. La majorité des composants est modélisée par des solides rigides. Sawa *et al.* ont toutefois modélisé la rigidité de certains supports de montage d'éléments lourds montés dans le véhicule, comme des convertisseurs de courant pour des véhicules électriques. Pour obtenir des résultats encore plus précis, en particulier pour connaître les contraintes internes dans le châssis, celui-ci a été modélisé comme un corps flexible à partir d'une étude par éléments finis et des modes propres du châssis.

A la différence de l'approche semi-analytique, dans l'approche analytique complète développée par Sawa *et al.*, il est nécessaire d'utiliser un modèle de pneu pour réaliser la simulation. Le modèle utilisé prend en compte les phénomènes non linéaires qui peuvent survenir lorsque le pneu est soumis à des grandes déformations.

Un modèle de transmission et de moteur est présent, incluant une modélisation de supports moteurs hydrauliques, et un modèle de direction est aussi inclus. Un modèle de conducteur est utilisé pour agir sur la transmission et la direction et diriger le véhicule lors de la simulation. Le modèle de conducteur estime la position future du véhicule et l'écart entre cette position et la trajectoire souhaitée, et applique des corrections pour maintenir le véhicule sur la trajectoire souhaitée.

## 2.2. Prédiction de la fatigue d'une structure

Une fois que les efforts appliqués sur le châssis sont déterminés, il est possible de les utiliser pour effectuer une analyse de durée de vie. Une analyse classique en fatigue est menée en supposant qu'une pièce subit des cycles de contrainte d'amplitude et de valeur moyenne connues et fixes. Dans la pratique, la contrainte ne varie pas nécessairement de façon périodique et le comptage des cycles peut poser problème. La méthode « Rainflow » est répandue pour comptabiliser le nombre de cycles à partir d'un historique de chargement d'une pièce.

Cette méthode peut être réalisée à l'aide d'algorithmes simples, en temps réel ou non [Downing et Socie, 1982]. Cette méthode regroupe un historique de chargements en blocs de cycles alternatifs d'amplitude et de valeur moyenne connues. Ils peuvent ensuite être représentés sur un graphe en 3D, en faisant figurer en hauteur le nombre de cycles et sur le plan horizontal l'amplitude et la valeur moyenne, comme le montre la Figure 2.2.

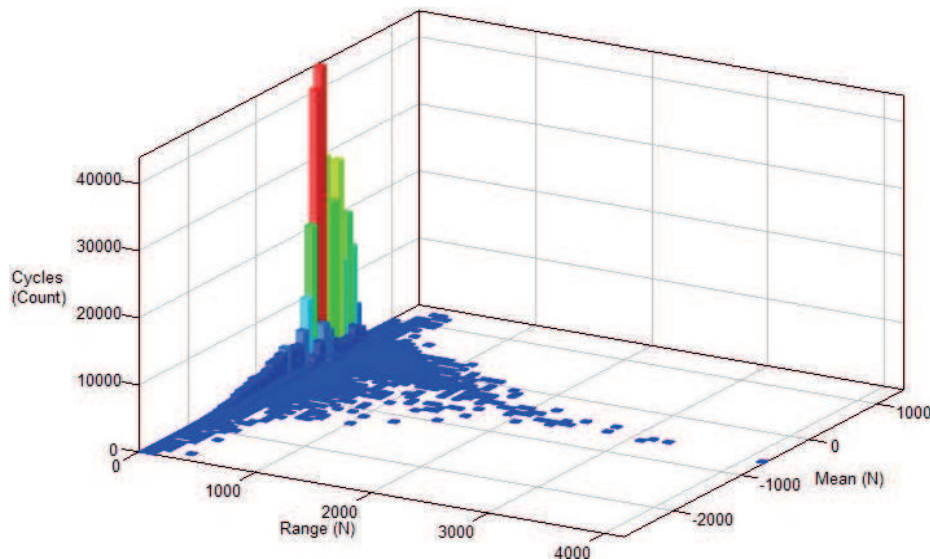


Figure 2.2 :Exemple de graphe issu d'un comptage Rainflow

Pour prédire ensuite la rupture de la pièce, ou du moins prédire une durée de vie probable, la règle de Palmgren-Miner est souvent utilisée [HBM Prenscia Inc., 2010], mais d'autres études ont déjà été réalisées pour en améliorer la précision [Kauzlarich, 1989]. Pour chaque couple : contrainte moyenne – amplitude, il est possible de déterminer à partir de la courbe S-N du matériau un nombre de cycles avant rupture. En faisant le rapport entre le nombre de cycles réalisés avec cette amplitude et cette contrainte moyenne et le nombre de cycles avant la rupture probable de la pièce, l'endommagement de la pièce et le dommage cumulé qu'elle a subi peuvent être déterminés. Le nombre de cycles réalisés dans un bloc obtenu par la méthode de comptage « Rainflow » peut être comptabilisé, et un dommage cumulé peut être associé à chaque bloc. La règle de Palmgren-Miner indique que lorsque le dommage cumulé dépasse 1, la durée de vie de la pièce est atteinte. Et celle-ci a donc atteint sa limite d'endurance en fatigue.

### 2.3. Outils de modélisation

Les méthodes semi-analytiques et analytiques complètes utilisent des simulations et des modèles de véhicule pour prédire les efforts qui s'appliquent sur un châssis de véhicule. Un outil très utilisé est la simulation multi-corps. Il est possible d'y intégrer des modèles complexes pour représenter les interactions entre un véhicule et un humain, des paliers élastiques ou même des pneus.

#### 2.3.1. Simulation Multi-corps

La simulation multi corps repose sur l'utilisation de logiciels de simulation dynamique multi-corps (Multi Body Dynamics (MBD)) Les logiciels les plus courants de ce type sont Adams, développé par MSC, MotionView, développé par Altair, SimPack, développé par Dassault Systèmes et Virtual.Lab, développé par Siemens.

Un système multi-corps tel que modélisé dans ces logiciels consiste en un nombre fini de corps pouvant être rigides (non déformables) ou flexibles [Arnold *et al.*, 2011]. Ces corps sont reliés entre eux par des liaisons qui contraignent les mouvements des pièces les unes par rapport aux autres. Des éléments de force peuvent être utilisés pour relier les corps et appliquer des efforts sur ceux-ci. Ils servent à modéliser des ressorts, des amortisseurs, des actionneurs, des pneus ou des contacts.

Chaque corps est donc caractérisé par sa masse et sa matrice d'inertie, ainsi que par sa position et sa vitesse. Les solveurs peuvent ensuite établir les équations de mouvement à partir du paramétrage du système. Des équations différentielles matricielles non linéaires sont générées en utilisant le formalisme d'état [Karnopp, 1997]. Elles sont ensuite résolues numériquement, avec un soin particulier sur la durée du pas d'intégration. En effet, un mauvais choix de celui-ci peut entraîner des instabilités.

Les études de dynamique traditionnelles utilisent des corps rigides pour modéliser les différentes pièces des mécanismes. Cependant, pour modéliser fidèlement certains systèmes, il est nécessaire de prendre en compte leurs déformations. Les pièces flexibles sont tout d'abord modélisées en suivant la méthode des éléments finis. Les points d'interface utilisés dans la simulation MBD sont identifiés. Une réduction modale en suivant la méthode de Craig Bampton est effectuée [Craig et Bampton, 1968]. Il est possible de représenter dans les simulations MBD les pièces flexibles comme une combinaison de leurs modes propres [Chen et Hwang, 2012; Das *et al.*, 2012; Oliveri *et al.*, 2002]. À partir des raideurs et amortissement modaux, il est possible de retrouver la forme déformée de la pièce lors de la simulation, mais aussi, avec une attention supplémentaire, les contraintes internes [Schwertassek *et al.*, 1999]. Les méthodes basées sur les superpositions modales linéarisent le comportement de la pièce, cependant il est possible d'apporter certaines non linéarités avec des éléments de force, en particulier aux interfaces des corps flexibles [Das *et al.*, 2012]. Il est possible grâce à ces méthodes de rendre en compte l'absorption d'énergie entraînée par la flexibilité de la pièce. Il est ainsi possible d'observer des effets dynamiques complexes créés par la déformation des pièces d'un véhicule, pouvant influencer sa tenue de route ou sa maniabilité [Oliveri *et al.*, 2002].

Les contacts peuvent être modélisés de plusieurs manières. Il faut connaître les surfaces des pièces pour modéliser le contact. Il faut aussi connaître les propriétés des matériaux en contact (raideur de contact, amortissement...) Deux approches existent; l'une calcule un point équivalent de contact ainsi qu'un vecteur normal à ce point de contact, et applique ensuite des efforts uniquement sur ce point de contact, suivant la normale à la surface de contact. L'autre calcule une surface de contact et applique des efforts répartis sur l'ensemble de cette surface de contact [Simpack, 2017]. La modélisation des pneus peut utiliser ces modèles de contact. Pour des applications de base, un modèle ponctuel est adapté. Une force normale à la route est générée au point de contact route-pneu et une table de données expérimentales reliant l'effort latéral et l'angle de dérive du pneu permet de compléter les efforts générés par le contact. Des modèles plus complets prenant en compte l'ensemble de la surface de la route peuvent aussi être utilisés. Ils peuvent aussi prendre en compte les effets dynamiques du pneu [Eichberger et Hofmann, 2007] en modélisant parfois la carcasse du pneu et les effets non linéaires liés à la géométrie du pneu qui apparaissent lors de grandes déformations du pneu.

Le profil de route est aussi à prendre en compte pour le contact. En effet, il influence grandement le comportement du pneu et les efforts qui seront transmis par la route au véhicule. Le modèle de pneu peut prendre en compte un profil de route 2D (profil de route en long) comme étudié par Zhu *et al.* [2010] avec un modèle très simplifié de pneu, ou un profil 3D pour des études plus complexes prenant en compte la dynamique du pneu et de la surface de contact.

Les simulations MBD peuvent aussi être utilisées pour vérifier les performances de dispositifs de sécurité et de contrôle (ABS, ESP...). En effet, une simulation MBD peut communiquer avec d'autres logiciels comme Matlab/Simulink [Arnold *et al.*, 2011; Simpact, 2017] pour réaliser des simulations de systèmes de contrôle actif ou des systèmes mécatroniques. Le comportement de systèmes électriques ou hydrauliques peut être simulé et leur influence sur la dynamique d'un système MBD peut être étudiée. Pour cela, la simulation MBD fournit les informations nécessaires aux logiciels avec lesquels faire la co-simulation. Il peut s'agir de la position d'un corps, de la sortie d'un capteur, d'une force s'exerçant en un point ou d'une grandeur quelconque de la simulation dynamique. Le logiciel partenaire reçoit les informations nécessaires et fournit à la simulation MBD d'autres informations, souvent, une force. Dans l'exemple d'une suspension active, la simulation MBD peut fournir une valeur d'accélération ou de position, et la simulation de l'amortisseur actif renverra à la simulation MBD la force que va appliquer l'amortisseur actif.

### 2.3.2. Modèle d'humain.

Dans l'automobile, le rapport entre le poids du pilote et le poids du véhicule est souvent très faible (un passager pèse environ 5 % du poids d'une voiture) tandis que pour un véhicule récréatif, le poids du pilote représente environ 20 % du poids du véhicule. Il apparaît donc important de modéliser le poids du pilote et surtout son inertie. Il existe dans la littérature [Amstrong, 1988; NASA, 1978] des données d'inertie, de poids et de taille permettant, à partir de données générales, de trouver les caractéristiques moyennes d'un être humain.

Les modèles d'humains ainsi définis sont utilisés principalement dans les simulations MBD de motos, où le rapport entre le poids du pilote et celui du véhicule est encore plus important (environ 50% ou plus). Plusieurs travaux ont cherché à prendre en compte l'influence du pilote sur la dynamique du véhicule. Cossalter, Lot, *et al.* [2011] ont considéré un pilote passif constitué de deux corps rigides : une partie basse du corps et une partie haute, séparées au niveau de la taille. Le modèle de pilote a trois degrés de liberté; une translation latérale de la partie inférieure du corps du pilote par rapport au châssis de moto, ainsi que le roulis et le tangage du haut du corps par rapport au bas du corps. Le pilote est relié au châssis par des éléments de type ressort-amortisseur [Cossalter, Doria, *et al.*, 2011; Katayama *et al.*, 1987].

Pour obtenir plus de précisions dans les efforts transmis entre le pilote et le véhicule, les travaux d'Oliveri *et al.* (2002) ont utilisé un modèle de pilote composé de 13 corps rigides reliés entre eux par des éléments souples présentant une raideur importante dans tous les degrés de liberté. Ce modèle est présenté à la Figure 2.3. Le pilote est relié par le même type d'éléments souples au châssis de la moto : une liaison de chaque côté du guidon, une au niveau du siège et une sur chaque repose-pied. Cette configuration permet d'observer la répartition des efforts transmis par le pilote au véhicule via chaque point de contact.



Figure 2.3 : Modèle de pilote passif [Oliveri *et al.*, 2002]

Cette configuration ne permet cependant pas d'observer les déplacements du pilote lors de manœuvres. Le modèle de pilote a été raffiné par Sequenzia *et al.*, [2015]. Un modèle actif de pilote (Figure 2.4) a été développé sur le même châssis de moto. Le modèle de pilote a été développé à partir des données de Robbins [1983]. Il est constitué de 15 solides et dispose de 28 degrés de liberté, permettant de reproduire de façon réaliste les mouvements d'un pilote de moto.

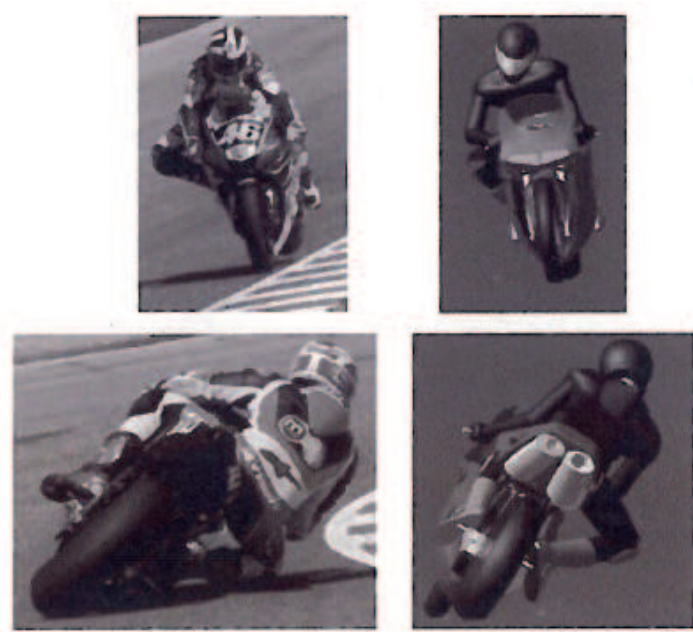


Figure 2.4 : Exemples de déplacements du pilote actif [Sequenzia *et al.*, 2015]

Le déplacement du pilote est lié à la commande de la direction de la moto. Dans les virages, le pilote se penche vers l'intérieur du virage pour abaisser et décaler le centre de gravité de l'ensemble moto + pilote, ce qui permet de moins incliner la moto et de mieux exploiter l'adhérence des pneumatiques, et ainsi franchir plus vite les virages. L'étude menée par Sequenzia *et al.* [2015] n'étudie toutefois pas les effets des mouvements du pilote sur les efforts subis par la moto.

### 2.3.3. Modèle de paliers élastomères

Une majorité de véhicules automobiles dispose de composants en matériaux élastomères qui servent au montage de pièces de suspension ou du moteur pour améliorer le confort et la tenue de route [Maher et Young, 2011; Türkay et Akçay, 2008]. Un de ces paliers ainsi que les conventions pour définir les axes est représenté à la Figure 2.5.



Figure 2.5 : Vue d'un palier de suspension et du système de coordonnées couramment utilisé [Ok *et al.*, 2007]

Les paliers élastomères peuvent être représentés comme des ressorts-amortisseurs linéaires avec un amortissement et une rigidité en déplacement et en rotation [Simpack, 2017]. Dans cette représentation, les six degrés de liberté sont considérés indépendants de sorte que la matrice de rigidité des paliers est supposée diagonale. Le palier est donc modélisé par six ensembles ressorts-amortisseurs : trois pour les déplacements et trois pour les rotations. C'est ce modèle, aussi appelé modèle de Kelvin-Voigt, qui est présent dans la plupart des logiciels de simulations MBD [Ok *et al.*, 2008].

Le modèle ressort-amortisseur linéaire présente des limitations pour représenter le comportement des matériaux élastomères [Jerrelind *et al.*, 2012]. Il est donc possible dans les simulations MBD d'intégrer des non linéarités et des modèles plus complexes [Simpack, 2017]. La façon la plus simple est d'intégrer un ressort et un amortissement non linéaires. La force du ressort est reliée à la déformation du palier à l'aide d'une courbe non linéaire et la force d'amortissement est reliée à la vitesse de déformation du palier.

Les matériaux viscoélastiques peuvent aussi être modélisés par des ensembles ressort-amortisseur en série. Il s'agit du modèle# de Maxwell [Hatada *et al.*, 2000].

Il est ainsi possible de modéliser les tampons élastomères par un assemblage d'un ressort-amortisseur parallèle et d'un ou plusieurs assemblages de ressorts et amortisseurs en série (Figure 2.6).

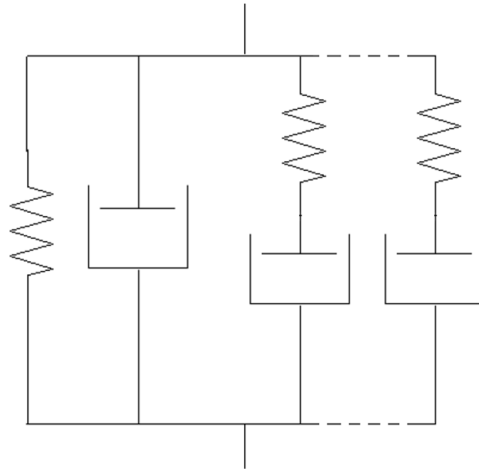


Figure 2.6 : Exemple de modèle de palier avec cellules de Maxwell et modèle de Kelvin-Voigt

Enfin, les matériaux élastomères sont connus pour dissiper de l'énergie. Les logiciels de simulation MBD disposent de modèles avancés de tampons viscoélastiques capables de prendre en compte l'hystérésis et la dissipation d'énergie. Il s'agit notamment des modèles de Bouc-Wen qui associent un terme d'hystérésis avec une cellule de Maxwell. Différentes utilisations et itérations de ce modèle ont été réalisées pour en améliorer la fidélité [Bouc, 1969; Ok *et al.*, 2008; Wen, 1976].

Les travaux de Ok, Yoo et Sohn [Ok *et al.*, 2007] se sont aussi intéressés au couplage qui peut exister entre les différents axes d'un palier. Ainsi, le déplacement radial d'un palier lisse va influencer sur son comportement en torsion. Cependant, ces modèles sont encore en développement et ne sont pas encore intégrés dans tous les logiciels de simulations dynamiques.



Il est de plus possible de modéliser des tampons moteurs complexes comme celui présenté à la Figure 2.8, comportant aussi une partie hydraulique. La masse de l'huile et son comportement, notamment la résistance au passage de l'huile, peuvent aussi être modélisés dans la plupart des solutions MBD commerciales. Simpack dispose d'un modèle schématisé à la Figure 2.8 qui peut représenter le comportement d'un tel palier.



Figure 2.7 : Exemple de tampon moteur hydraulique modélisé dans Simpack [Simpack, 2017]

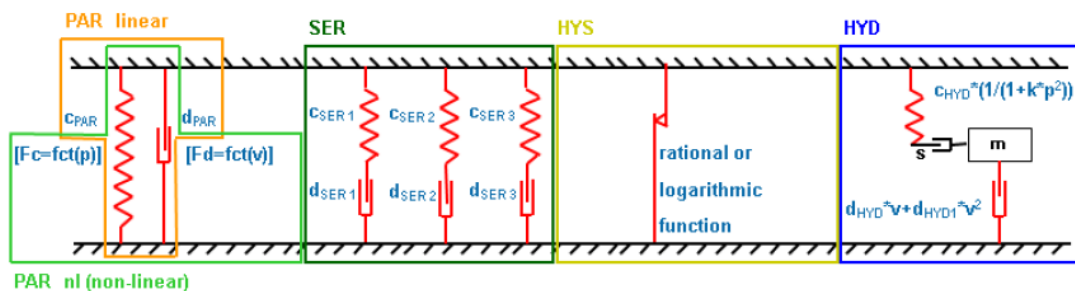


Figure 2.8 : Modèle de palier complet proposé par Simpack [Simpack, 2017]

Enfin, des travaux ont été réalisés afin d'utiliser des réseaux de neurones pour modéliser plus fidèlement encore le comportement des paliers élastomères [Johrendt et Frise, 2010].

Il est possible de réaliser un tri des modèles de paliers selon la complexité de chacun :

- Modèle de Kelvin Voight : très facile à caractériser
- Modèle de Maxwell : plus performant avec plusieurs cellules en parallèle pour modéliser les changements de comportement en fonction de la fréquence, mais plus complexe à caractériser
- Modèle de Bouc-Wen : prise en compte de la dissipation d'énergie et de l'hystérésis
- Modèles de Bouc-Wen améliorés : prise en compte du couplage entre les différents degrés de liberté
- Modèles à réseaux de neurones

### 2.3.4. Modèle de pneu

Le pneu est l'interface entre le véhicule et la route : c'est un élément complexe qui présente de nombreuses non linéarités.

Les logiciels MBD peuvent modéliser les pneus de diverses façons. Les plus simples, utilisées pour de la dynamique verticale de véhicule seulement, consistent en un assemblage d'un ressort et d'un amortisseur en parallèle [Eichberger et Hofmann, 2007]. Le ressort et l'amortisseur peuvent être soit linéaires soit non linéaires. C'est aussi le type de modèle utilisé par certaines méthodes pour déterminer des profils de route [Rui *et al.*, 1999] ou dans les modèles « Quart de véhicule » fréquemment utilisés dans l'industrie [Türkay et Akçay, 2008].

Un pneu transmet cependant des efforts latéraux et longitudinaux à la roue, souvent liés au glissement entre le pneu et la route. Ces modèles utilisent des relations empiriques pour relier le glissement et les forces transmises. Ces relations comme la formule de Pacejka [Bakker *et al.*, 1987; Pacejka, 2006] se basent sur des méthodes d'ajustement de courbes pour déterminer les paramètres d'équations permettant de décrire le comportement du pneu. Les modèles simples de ce type sont souvent appropriés pour des études quasi-statiques et donnent des résultats valides jusqu'à une vingtaine de hertz [Eichberger et Hofmann, 2007].

Des modèles plus complexes de pneus incluent la dynamique de la carcasse du pneu, considérée comme un anneau rigide ou discrétisé. Simpack est capable de prendre en compte les modèles MF-Tire, MF-MC Tire, SWIFT Tire et TM-Easy [Eichberger et Hofmann, 2007]. Ces modèles disposent de différents modes pour calculer le contact entre la route et le pneu; certains en particulier utilisent différentes cames ellipsoïdales permettant de représenter en 3D l'interface entre le pneu et la route [Simpack, 2017; TNO, 2013]. Ces modèles sont recommandés jusqu'à des fréquences de l'ordre de 60 Hz [Eichberger et Hofmann, 2007].

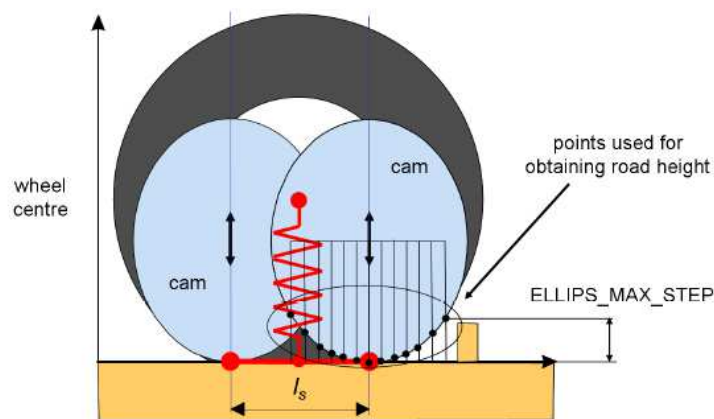


Figure 2.9 : Schéma du système de cames permettant de représenter l'interface pneu-route et la direction d'action [TNO, 2013]

La dernière famille de modèle de pneu comprend les modèles dits « physiques » et « semi physiques » [Eichberger et Hofmann, 2007]. Ils se basent sur le comportement physique du pneu. Ce sont l'ensemble des composantes réelles du pneu (Carcasse, caoutchouc, volume d'air dans le pneu, *etc.*) qui sont modélisées. Différents modèles commerciaux existent, comme FTire [Cosin, 2018; Gipser, 2011] ou CDTire [Bäcker et Gallerein, 2012; Gallrein et Bäcker, 2007]. Ces modèles sont en général valides pour des fréquences de l'ordre de 200 Hz. Ces modèles peuvent prendre en compte des phénomènes thermiques ou les phénomènes de cavité qui peuvent apparaître dans le volume d'air présent dans le pneu [Bäcker et Gallerein, 2012; Gipser, 2011] Il est aussi possible d'étudier l'influence des variations de pression de gonflage du pneu, ou certaines variations de taille de pneu, sans avoir à réaliser une nouvelle caractérisation du pneu. En effet, lors de la caractérisation du pneu, les paramètres mesurés sont de nature physique (raideurs, dimensions, amortissement) tandis que pour les autres modèles comme la formule de Pacejka, ce sont des coefficients qui n'ont pas d'explication physique qui sont mesurés.

Le Tableau 2.1 résume les caractéristiques de chaque type de modèle de pneu :

Tableau 2.1 : Plage d'utilisation des modèles de pneus

Type de modèle de pneu	Utilisation
Ressort-amortisseur	Modèles quart de véhicule, modèles simples
MF-Tire	Dynamique quasi statique : Tenue de route ~10Hz
MF-SWIFT	Confort ~60 Hz
CD-Tire/Ftire	Durabilité ~100Hz

## 2.4. Les entrants à un modèle MBD

### 2.4.1. Modélisation de la route.

Pour réaliser une simulation analytique complète, il est nécessaire d'avoir une route modélisée pour pouvoir l'utiliser comme entrant dans la simulation. La modélisation de la route virtuelle sur laquelle doit se déplacer le véhicule est un sujet complexe. Plusieurs méthodes existent pour modéliser une route.

Il est possible de définir une route lisse ou d'utiliser des spectres de vibration typiques pour calculer un profil de route. L'autre possibilité est d'utiliser des capteurs spécifiques pour mesurer un profil de route [Erhart *et al.*, 2011; Imine, 2003].

Il y a deux méthodes qui utilisent des capteurs dédiés et donnent des résultats fiables [Imine, 2003]. Il y a tout d'abord une méthode qui utilise une remorque tractée derrière un véhicule, puis une méthode inertielle.

- Utilisation de l'APL

La première méthode utilise une remorque appelée analyseur de profil en long (APL). C'est une méthode employée depuis la fin des années 1960 qui donne de bons résultats. L'APL est constitué d'un châssis attelé à une voiture, et d'un long bras oscillant sur lequel est fixé une roue en contact avec le sol. La remorque ne comporte qu'une roue, l'attelage étant réalisé de telle sorte qu'elle ne risque pas de basculer.

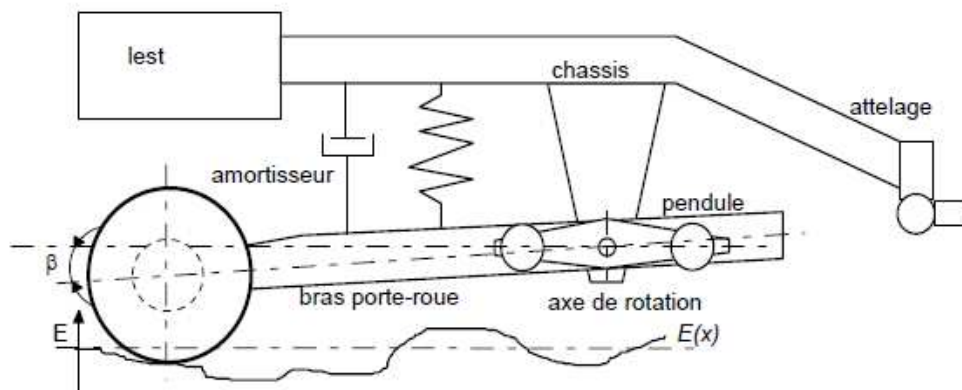


Figure 2.10 : Schéma de principe de l'APL [Imine, 2003]

Un potentiomètre est utilisé pour mesurer l'angle entre le bras oscillant et le châssis, noté  $\beta$ . La remorque est ensuite tractée à vitesse constante sur une route dont le profil doit être analysé. Il est possible de retrouver à partir de l'information issue du capteur, la distance entre la roue et le châssis de la remorque. Cependant, certaines étapes sont encore nécessaires pour retrouver le profil de route. Tout d'abord, la fonction de transfert de la remorque doit être identifiée. Pour cela, la remorque est installée sur un banc d'essai sur lequel elle est soumise à une excitation aléatoire au niveau de la roue, et où le signal de sortie du capteur est observé.

Il est ainsi possible de déterminer la fonction de transfert de l'APL. Pour valider les résultats obtenus sur le banc d'essais, une modélisation de l'APL est réalisée, prenant en compte la mécanique comme la chaîne d'acquisition et de traitement du signal. Cette modélisation permet de retrouver la fonction de transfert déterminée expérimentalement [Piasco et Legeay, 1997].

Une bonne connaissance de la fonction de transfert est nécessaire pour prendre en compte le déphasage qui apparaît entre le profil de route et la sortie du capteur. Une fois bien connue, le signal est donc tout d'abord inversé pour annuler la distorsion de phase, puis est transformé par la fonction de transfert déterminée, et enfin ré-inversé pour obtenir le bon profil.

Le profil ainsi obtenu est très précis et permet d'avoir des résolutions de l'ordre du millimètre. Cependant, il est nécessaire de tracter l'APL à une vitesse constante, ce qui est difficile à réaliser en pratique, ce qui peut fausser les résultats.

- Méthode inertielle

La seconde méthode employée utilise un capteur laser et un accéléromètre fixés sur la caisse d'un véhicule. L'accéléromètre permet, après une double intégration, de connaître la position absolue de la caisse du véhicule. Le capteur laser placé à côté de l'accéléromètre permet, quant à lui, une mesure précise de la distance entre la caisse et la chaussée. La différence entre les deux mesures donne le profil de route.

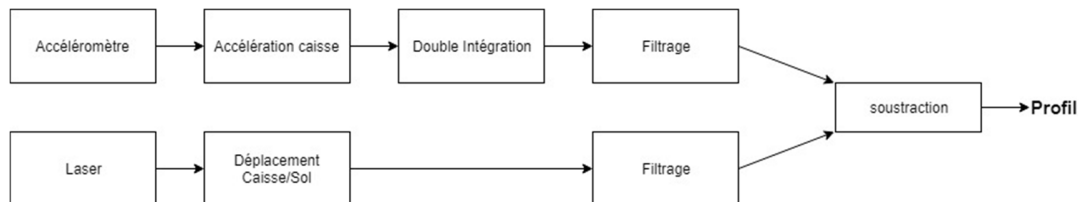


Figure 2.11 : Schéma de principe de la méthode inertielle [Imine, 2003]

Ces deux méthodes ont l'avantage de permettre de mesurer précisément un profil de route, cependant, elles nécessitent des capteurs dédiés, placés sur le véhicule. D'autres méthodes cherchent à reproduire le profil de route à partir d'un nombre de capteurs plus réduit et plus simples à installer sur le véhicule [Doumiati *et al.*, 2015; Erhart *et al.*, 2011].

Ces méthodes utilisent un accéléromètre sur le châssis, associé ou non à un capteur de débattement de la roue, et utilisent des observateurs d'état basés sur des modèles « quart de véhicule » pour réussir à estimer le profil de la route à partir de la réponse du véhicule. Les modèles « Quart de véhicule », comme présenté à la Figure 2.12, représentent le véhicule de la manière suivante : Le sol est relié à un solide représentant les masses non suspendues par un ressort qui modélise le pneu. La suspension est modélisée par un ressort et un amortisseur qui relient les masses suspendues aux masses non suspendues. Ce type de modèle donne de bons résultats pour la dynamique verticale de véhicule et sa simplicité permet des calculs en temps réel. Ils sont donc souvent utilisés pour des systèmes embarqués comme des suspensions actives ou semi-actives.

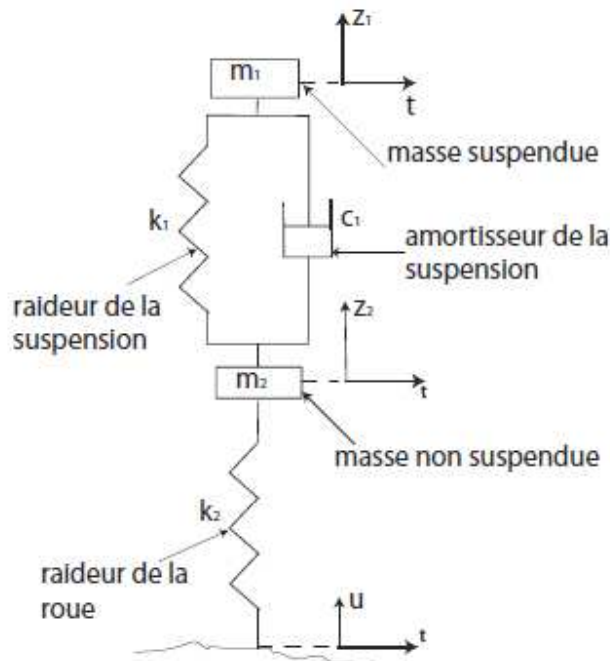


Figure 2.12 : Modèle quart de Véhicule [Erhart *et al.*, 2011]

Les méthodes de reconstruction du profil de route présentées ici permettent d'obtenir un profil 2D de la route. Cependant, il existe des solutions qui permettent d'obtenir un nuage de points en 3D représentant la route pour pouvoir faire parcourir au véhicule simulé n'importe quelle trajectoire ainsi qu'une interaction plus complexe entre le pneu et la route.

Des solutions commerciales existent qui utilisent un faisceau laser qui balaye la route [Fraunhofer IPM, 2016; ViaPPS, 2017]. Ces solutions sont principalement destinées à une utilisation par les services de voirie pour caractériser la qualité des routes et planifier des opérations d'entretien. La précision atteinte, inférieure au demi-millimètre, permet d'envisager une utilisation pour la modélisation en 3D de routes virtuelles.

#### 2.4.2. Roue Instrumentée

La roue instrumentée est un capteur d'efforts complexe qui permet de mesurer l'ensemble des actions mécaniques transmises par un pneu sur une roue. Les données d'efforts aux roues sont des paramètres importants pour des études sur le comportement de véhicule [Fredriksson *et al.*, 2004] ou sur les contrôles de stabilité [Jeong *et al.*, 2015]. Les roues instrumentées sont aussi utilisées pour des études de durabilité et la mise en place de modèles MBD [Cao, Gosh, *et al.*, 2005; Ferry *et al.*, 2002; Kao *et al.*, 1997; Mei et Xie, 2014].

Il est possible de développer des systèmes pour remplacer les roues instrumentées. Ces systèmes se basent sur l'installation de capteurs dans différents composants de suspension d'un véhicule pour déterminer les efforts appliqués sur la roue [Kluziewicz et Maniowski, 2016]. Cependant, ces systèmes sont complexes à mettre en œuvre et nécessitent une longue procédure de calibrage.

Une roue instrumentée est composée de différents composants :

- Un adaptateur de moyeu qui vient se fixer sur le moyeu du véhicule, présenté à la Figure 2.13.



Figure 2.13 : Adaptateur de moyeu [Michigan Scientific Corporation, 2013]

- Un adaptateur de roue qui accueille le pneu du véhicule, présenté à la Figure 2.14.



Figure 2.14 : Adaptateur de roue [Michigan Scientific Corporation, 2013]

- Un corps d'épreuve qui se place entre les deux adaptateurs, présenté à la Figure 2.15.



Figure 2.15 : Corps d'épreuve [Michigan Scientific Corporation, 2013]

C'est sur ce corps d'épreuve que sont situées les jauges de contrainte, qui peuvent être disposées comme à la Figure 2.16. Elles se déforment avec le corps d'épreuve et permettent de déterminer les actions mécaniques transmises entre le pneu et le moyeu de la roue. Il existe différentes manières de poser les jauges de contraintes et de réaliser le corps d'épreuve [Shoberg et Wallace, 1975] de façon à avoir le moins possible de couplage entre les axes.

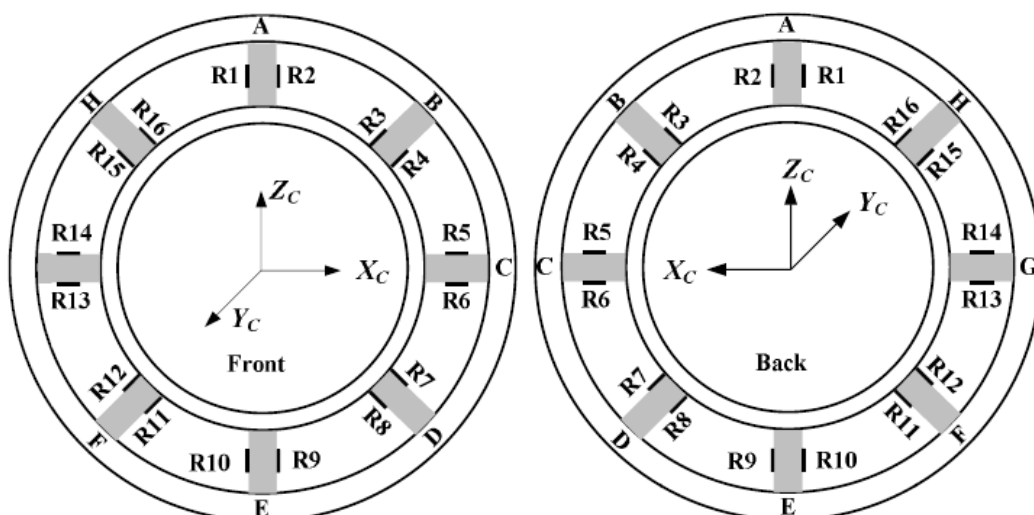


Figure 2.16 : Schéma de placement des jauges dans un modèle de corps d'épreuve [Lin *et al.*, 2013]



L'ensemble de ces composants est en rotation. Cependant, pour la plupart des études, les efforts doivent être exprimés dans le référentiel du porte moyeu du véhicule, qui ne tourne pas. De plus il est nécessaire de transmettre les données vers un système d'acquisition. Pour cela, une pièce supplémentaire est utilisée, un joint tournant, représenté à la Figure 2.17, qui permet de transférer le signal des jauges vers un dispositif d'acquisition.



Figure 2.17 : Adaptateur tournant [Michigan Scientific Corporation, 2013]

Cet anneau tournant est aussi muni d'un encodeur, permettant de connaître la position de la roue et d'exprimer les efforts dans le référentiel du porte moyeu. Divers câbles permettent de relier l'encodeur au système d'acquisition de données.



Figure 2.18 : Vue de roues instrumentées avec encodeur et tige de référence [Wang *et al.*, 2016]

L'axe Z du référentiel dans lequel sont exprimés les efforts est l'axe de la tige verticale, qu'on peut voir à la Figure 2.18 et à laquelle est fixée l'encodeur. Il est donc important de bien fixer celle-ci, soit à la carrosserie du véhicule, soit au porte moyeu. Si, lors du déplacement de la roue, en tournant ou lors de l'action de la suspension, la tige guide vient à ne plus être verticale, la mesure des efforts pourrait être biaisée.

Entre l'encodeur et le système d'acquisition de données, un module de traitement du signal

est souvent présent : il permet d'exploiter les signaux de l'encodeur et d'exprimer les efforts dans le référentiel attaché au porte moyeu.

Ce module de traitement est aussi en charge d'assurer la calibration du capteur et la compensation des erreurs qui peuvent apparaître lors des virages ou à cause de l'encodeur [Lin *et al.*, 2013, 2015; Wang *et al.*, 2016].

Différentes compagnies vendent des roues instrumentées complètes qui comportent l'ensemble des composants décrits. Certains modèles ne disposent cependant pas d'encodeur et de liaison câblée, mais utilisent des ondes radio pour transmettre les données de la roue au système d'acquisition [Michigan Scientific Corporation, 2018a, 2018b; PCB Piezotronics, 2018].

### 3. OBJECTIFS ET APPROCHE DU PROJET

La recension des écrits sur l'évaluation des chargements au châssis du véhicule à partir des efforts enregistrés aux roues a permis d'identifier plusieurs méthodes d'estimation utilisant des simulations MBD. Cependant, les données publiées ne permettent pas de comparer quantitativement la validité et la précision des méthodes. De plus, dans toutes ces méthodes, des simplifications sont apportées, que ce soit en négligeant les déplacements du châssis ou en négligeant les flexibilités des composantes de suspension. Ces simplifications ont nécessairement une influence sur la précision des résultats obtenus. Il n'existe pas de référence comparant les précisions atteignables dans les différents cas et qui donne des recommandations au niveau de l'instrumentation du véhicule lors des essais physiques.

L'objectif de ce projet de maîtrise était de déterminer une méthode de comparaison de différentes méthodes semi-analytiques. Pour ce faire, différentes méthodes existantes ont été implémentées et comparées. De plus, l'impact de la variation de certains paramètres du modèle a été analysé.

La comparaison des méthodes s'est effectuée à l'aide d'une modélisation MBD d'un véhicule parcourant diverses manœuvres. L'approche employée s'est basée sur des simulations analytiques complètes de diverses manœuvres qui ont servi de référence. Ces simulations ont fourni des estimations d'efforts aux roues, des estimations d'efforts entrants ou de position du châssis. À partir de ces données, différentes simulations semi-analytiques ont été créées et comparées. Ultimement, une telle étude serait à faire à partir de données expérimentales provenant d'un essai physique, mais un tel objectif n'était pas envisageable pour ce projet de maîtrise étant donné les contraintes logistiques du programme de recherche.

La comparaison des méthodes semi-analytiques a permis de déterminer celle fournissant les résultats d'efforts au châssis les plus précis. Une étude de sensibilité de cette méthode à certains changements du modèle a ensuite été réalisée. Dans cette étude de sensibilité, les simulations ont subi plusieurs modifications : par exemple, la prise en compte des flexibilités de composantes de suspension avant ou arrière, la prise en compte de la vitesse de rotation des roues, ou la variation de la fréquence d'acquisition. Ces variations ont eu une influence sur la précision des résultats qui a été évaluée.

Dans toutes les simulations, un même modèle MBD a été utilisé. Il est basé sur un Can-Am Spyder F3-T et développé avec le logiciel Simpack. Le même modèle est utilisé dans les simulations de référence ainsi que dans les simulations semi-analytiques. L'utilisation du même modèle dans toute l'étude, sans recours à une expérience terrain avec un véhicule physique, permet de se passer d'une étude de convergence du modèle et d'expériences de corrélation. Le modèle de véhicule développé ne représentera pas fidèlement le véhicule réel. Cependant, pour disposer d'un modèle ayant un comportement réaliste, la modélisation MBD est effectuée autant que possible avec des mesures réelles, de sorte que le véhicule modélisé sera proche du F3-T. Les conclusions sur le choix de la méthode seront donc valides car le comportement du véhicule simulé sera proche de celui du véhicule réel.

## 4. DEVELOPPEMENT DU MODÈLE MBD

Cette section présente le développement du modèle MBD utilisé dans le projet de maîtrise. Ce modèle se base sur un Can-Am Spyder F3-T. La section 4.1 décrit la façon dont est structuré le modèle. Les hypothèses de modélisation employées sont décrites au 4.2, et la section 4.3 présente le paramétrage du modèle et la caractérisation nécessaire de certains composants.

Dans toutes les simulations MBD, un modèle du véhicule est constitué de divers corps, qui peuvent être infiniment rigides ou représentés par un “superelement” flexible. Ces corps sont liés entre eux par des liaisons cinématiques rigides (pivot, rotule, encastrement etc.) ou par des éléments appliquant une force en fonction des déplacements (paliers élastiques, ressort-amortisseur, etc.). Certaines forces externes peuvent aussi s’appliquer, comme des forces aérodynamiques ou la gravité.

Les divers corps qui composent de modèle MBD sont les différentes classes d’équivalence cinématique du mécanisme étudié. Les classes d’équivalences cinématiques sont les groupes de pièces rigidement liées entre elles lors du fonctionnement normal du véhicule. Par exemple, la classe d’équivalence du châssis est constituée du châssis métallique en lui-même, mais aussi de toutes les pièces de carrosserie qui y sont liées, les faisceaux électriques, boîtiers électriques, *etc.* La Figure 4.3 présente une vue d’ensemble du modèle utilisé, sur lequel on peut distinguer l’ensemble des classes d’équivalence du modèle.

## 4.1. Architecture du modèle

L'architecture du modèle MBD est présentée ici. La construction générale du modèle est tout d'abord présentée, puis plus spécifiquement l'architecture des sous-systèmes de suspension avant, arrière et du moteur.

### 4.1.1. Architecture globale

Le modèle MBD utilisé dans cette étude est basé sur un modèle existant d'un Can-Am Spyder F3-T disponible au CTA. Son architecture est adaptée pour l'utilisation de corps rigides. Les systèmes de suspension avant, de suspension arrière ou du moteur sont très nettement séparés et sont des systèmes indépendants et disposent de « sous-châssis » spécifiques à chacun. Chaque « sous-châssis » se relie en un point par une liaison encastrement à un châssis principal, comme présenté à la Figure 4.1

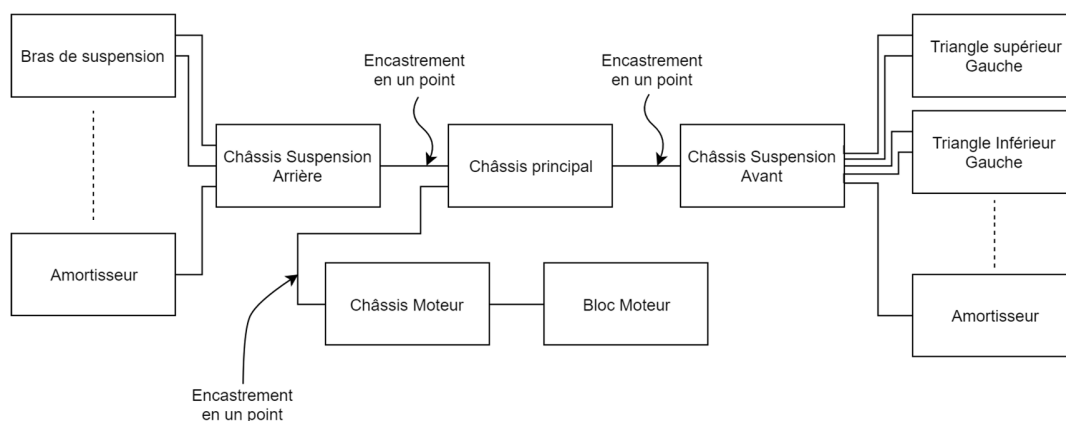


Figure 4.1 : Architecture d'origine du modèle

Dans cette figure, on distingue les trois sous-châssis reliés par une liaison encastrement au châssis principal. Chaque trait entre les sous-châssis et les autres composants représente une ou plusieurs liaisons contraignant un ou plusieurs degrés de liberté.

Avec ce type d'architecture, il est impossible d'intégrer un châssis flexible car les points d'ancrage de la suspension avant et arrière ne sont pas sur le même corps. Pour représenter correctement un châssis flexible, tous les points d'ancrage du châssis doivent appartenir au même corps dans Simpack, ce qui n'est pas le cas ici.

Pour permettre l'utilisation d'un châssis flexible, non intégré dans cette étude, mais prévu dans le futur, l'architecture du système a été modifiée en profondeur pour que les sous-systèmes (moteur, suspension, *etc.*) soient connectés à un seul corps, tout en maintenant la modularité du modèle, de façon à pouvoir changer le type de suspension utilisé, et d'importer un modèle développé par une autre personne dans le modèle général du véhicule. Cette architecture est présentée à la Figure 4.2.

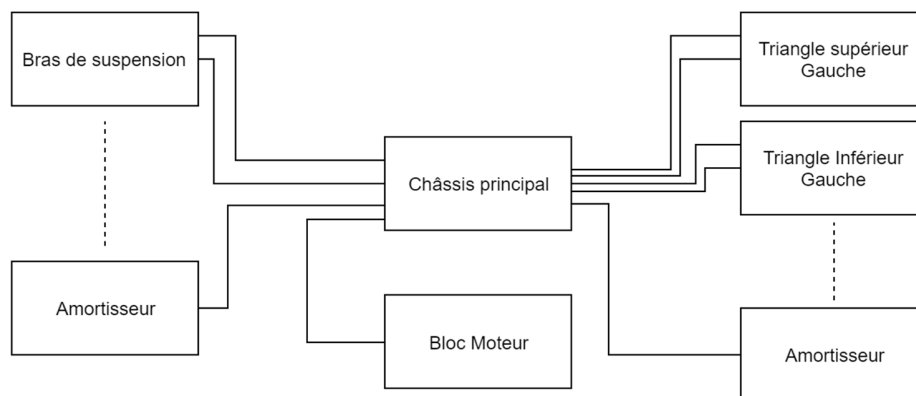


Figure 4.2 : Architecture finale du modèle

L'architecture finale du modèle ne comprend plus de sous-châssis. Les différents corps du véhicule sont reliés par des liaisons directement au châssis principal. Il est donc facile d'intégrer un châssis flexible car le châssis du véhicule est composé d'un seul corps dans la simulation.

La figure ci-dessous présente l'allure globale du modèle MBD développé dans Simpack. On peut distinguer les différentes classes d'équivalence qui composent les sous-systèmes qui sont détaillés plus loin dans cette section.

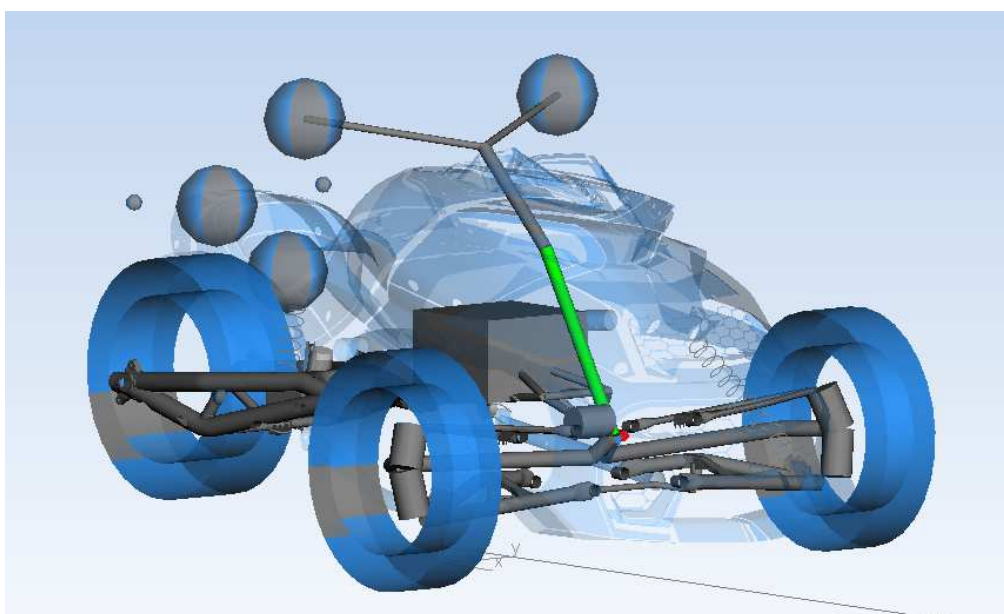


Figure 4.3 : Image du modèle MBD créé dans Simpack

#### 4.1.2. Suspension Avant

L'architecture adoptée du modèle comprend une suspension avant et arrière, qui composent les deux sous-systèmes supportant le châssis et lui transmettant les efforts de la route.

La suspension avant, présentée à la Figure 4.4, comprend différentes classes d'équivalence : les triangles de suspension (1), les porte-moyeu (2), la direction (3), les biellettes de direction (4), la barre stabilisatrice (5), les biellettes de barre stabilisatrice (6) et les roues et pneus (7). Deux éléments élastiques sont présents. Un combiné ressort-amortisseur (8), qui dispose de butées de compression et de détente intégrées et des paliers élastiques (9) qui sont présentés plus en détails dans la section 4.3.2. Ces deux derniers éléments ne sont pas représentés comme des classes d'équivalence, leur masse est négligée et ce ne sont que des composants appliquant une force sur deux corps en fonction d'un déplacement.

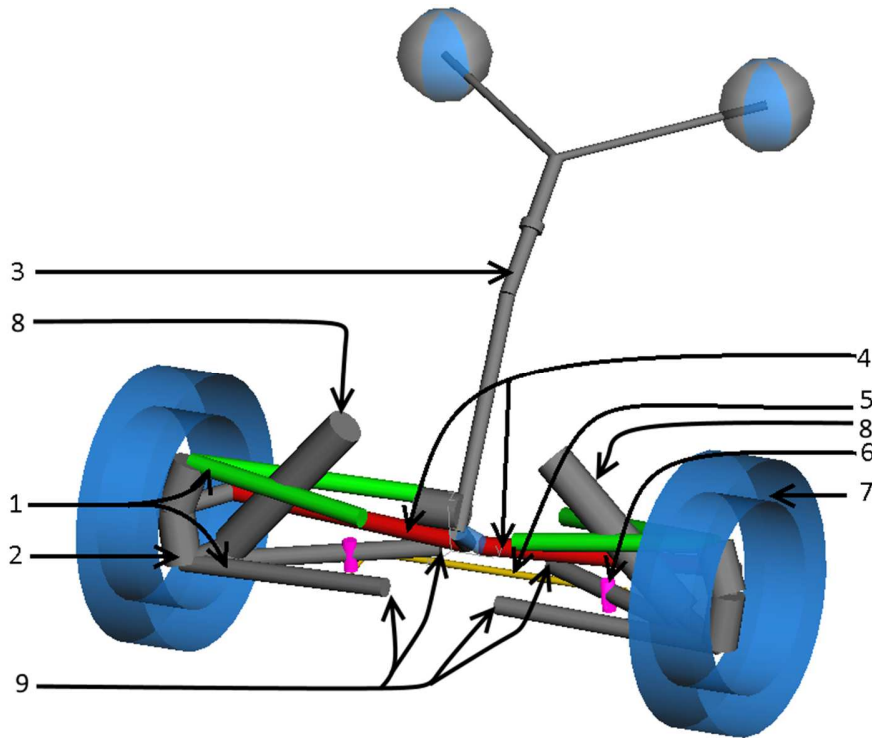


Figure 4.4 : Vue du modèle de suspension avant

La barre stabilisatrice relie les triangles inférieurs gauche et droit. Elle est liée au châssis par deux paliers qui forment une liaison pivot. Lorsque la position des suspensions n'est pas symétrique, la barre stabilisatrice est sollicitée en torsion et applique une force pour ramener les deux suspensions dans la même position. Elle est donc sollicitée lorsque le véhicule prend du roulis, et n'est pas déformée lorsque les suspensions sont excitées de façon symétrique, lors d'un freinage en ligne droite par exemple. Afin de modéliser la déformation de la barre, cette dernière a été séparée virtuellement en deux au centre. Un ressort de torsion est utilisé pour modéliser la torsion de la barre.

#### 4.1.3. Suspension Arrière

La suspension arrière, représentée à la Figure 4.5, est composée d'un bras oscillant (1), d'un ressort-amortisseur (2) et d'une roue (3). Le bras oscillant est relié au châssis par deux roulements à bille. La liaison est donc représentée par une liaison pivot parfaite au centre de l'axe de la liaison entre le bras oscillant et le châssis (4).

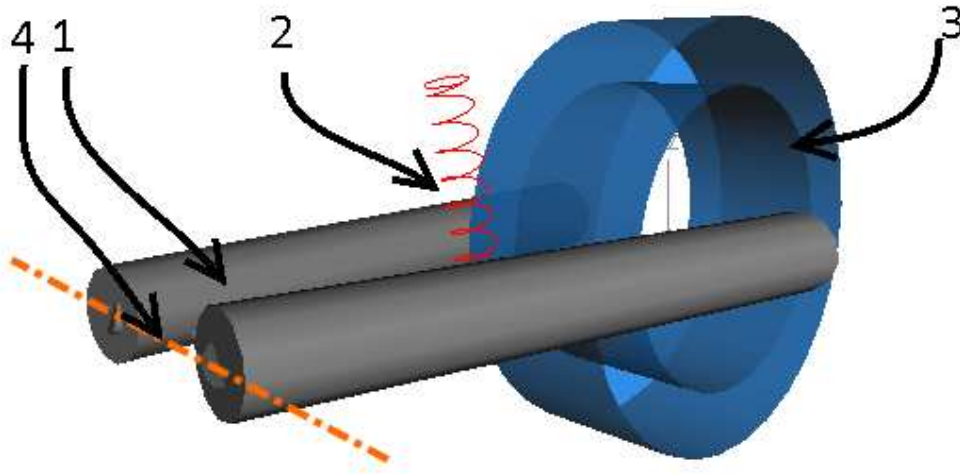


Figure 4.5 : Vue de la suspension arrière

De la même façon que pour la suspension avant, un ensemble ressort-amortisseur avec des butées de compression et de détente incluses dans l'amortisseur est modélisé.

#### 4.1.4. Moteur

Le moteur est représenté dans le modèle comme un seul corps, présenté à la Figure 4.6. Il est fixé au châssis par deux paliers élastiques (1,2) et une bielle présentant une liaison rotule à chaque extrémité (3). Dans la simulation, pour éviter que la bielle tourne autour de son axe, une des liaisons rotule est modélisée par une liaison rotule à doigt.

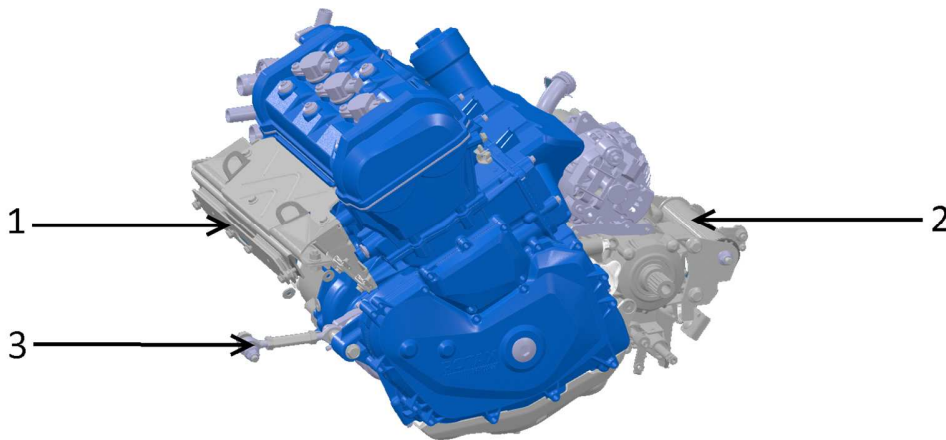


Figure 4.6: Image du moteur et de ses paliers



## 4.2. Hypothèses de modélisation

Tel qu'indiqué à la section 3, le modèle développé ne vise pas à représenter fidèlement un véhicule réel mais est uniquement utilisé pour comparer différentes méthodes entre elles. Ainsi, l'importance de disposer d'un modèle d'une grande précision est réduite, et les hypothèses simplificatrices suivantes peuvent être considérées.

- Les paliers élastiques sont modélisés avec des coefficients de raideur et d'amortissement constants.
- Il n'y a pas de couplage entre les différents axes des paliers élastiques. On utilise donc des modèles ressort-amortisseur découplés. La matrice de raideur à six degrés de liberté est donc diagonale.
- Le comportement des amortisseurs du véhicule est linéaire et ne dépend pas de la température. Il ne dépend que de la vitesse d'entrée de la tige de l'amortisseur.
- Les ressorts de suspension ont un comportement linéaire.
- Le pilote est représenté par une série de masses distribuées aux points de contact entre le véhicule et le pilote (mains sur le guidon, fesses sur le siège et pieds sur les repose-pieds).

Ces hypothèses simplificatrices permettent de monter un modèle ayant des temps de calcul raisonnables, et dont le niveau de détail correspond au niveau observé typiquement dans des applications industrielles de modèles MBD complets de véhicules [Cossalter, Doria, *et al.*, 2011; Cossalter, Lot, *et al.*, 2011; Da Cruz *et al.*, 2003; Rodrigues *et al.*, 2017; Sawa *et al.*, 2010; Sequenzia *et al.*, 2015; James C. Tebbe *et al.*, 2006; Zhu *et al.*, 2011].

### 4.3. Caractérisation des éléments du modèle

Pour mettre en place le modèle MBD d'un véhicule, il faut tout d'abord identifier et créer les différentes classes d'équivalence et leurs caractéristiques de masses et d'inertie. Ensuite, il faut identifier les paramètres des liaisons élastiques reliant ces classes d'équivalence entre elles. Enfin, les éléments interagissant entre l'extérieur du véhicule et le véhicule sont implémentés, à savoir, les pneus et l'aérodynamique.

#### 4.3.1. Mesure des masses et inerties des corps

Les différentes classes d'équivalence ont été décrites dans la section 4.1. Une fois créées, leurs masses, inerties et position de centre de gravité doivent être indiquées au logiciel de simulation MBD pour pouvoir réaliser les calculs.

Pour pouvoir tout d'abord déterminer les masses des pièces, certaines classes d'équivalence ont été identifiées puis démontées du véhicule pour être pesées au CTA. La Figure 4.7 présente deux exemples des groupes de pièces qui composent une classe d'équivalence.



Figure 4.7 : Images de pièces de Spyder démontées pour être pesées. À gauche: la roue et le pneu; à droite, l'aile et le porte moyeu

Le CTA ne dispose pas de l'appareillage nécessaire pour mesurer les inerties des pièces, cependant il existe une maquette numérique du véhicule complet. En connaissant les matériaux employés et en particulier leur densité, il est possible de retrouver la masse et l'inertie des pièces à partir de leur géométrie.

Les masses issues de la maquette numérique ont été comparées aux masses mesurées, et une bonne corrélation a été observée avec des écarts de moins de 5 % pour la plupart des pièces. La plupart des écarts sont liés à des erreurs dans la pesée des pièces. En effet, certaines parties n'ont pas pu être démontées alors qu'elles appartiennent à deux classes d'équivalence différentes : par exemple, lors de la mesure du porte moyeu, une partie du moyeu, ainsi que les bagues intérieures des roulements à bille sont restées montées sur l'axe, et la pesée a donc inclus une partie de la classe d'équivalence de la roue.

Les données de masse fournies par la maquette numérique étant très proches de celles mesurées, et tous les matériaux correctement renseignés, le choix a été fait d'utiliser les mesures de masse, d'inertie et de position du centre de gravité issues des données numériques pour la mise en place du modèle. Les seules masses non incluses dans la maquette numérique sont celles des faisceaux électriques et des tuyauteries de frein, qui sont négligeables au vu de l'absence de besoin d'une grande précision du modèle, tel qu'expliqué à la section 4.2. Un exemple des données issues de la maquette est visible à la Figure 4.8.

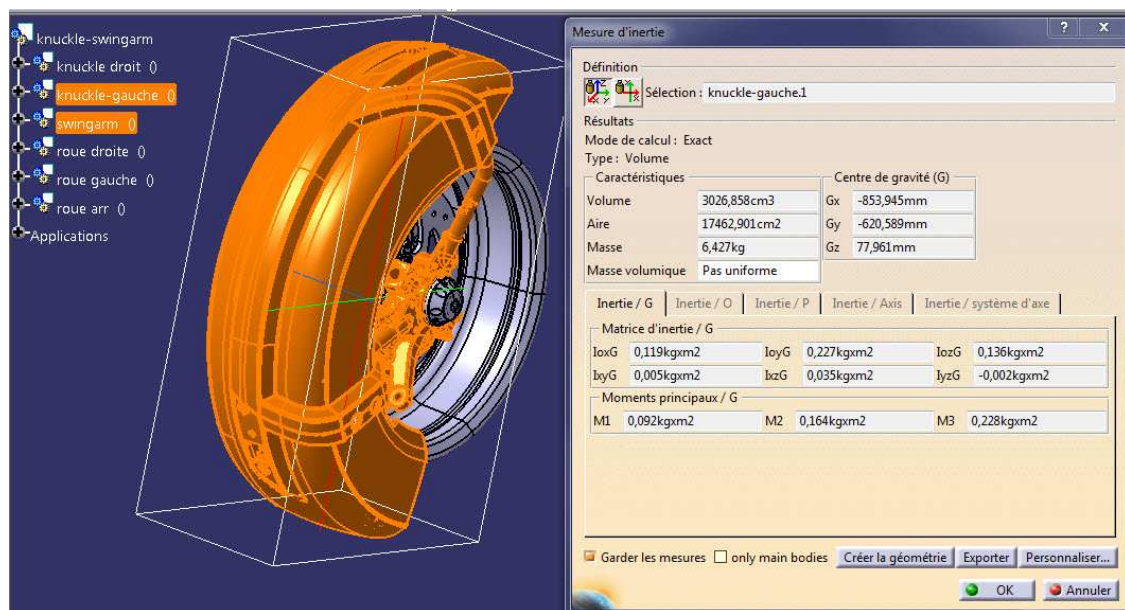


Figure 4.8 : Capture d'écran du modèle numérique d'une aile, avec mesure de l'inertie

Les masses et inerties du bloc moteur complet ont été fournies par le fabricant du moteur utilisé sur le Can-Am Spyder F3-T.

La dernière classe d'équivalence est constituée du châssis équipé des différents faisceaux électriques, réservoirs de fluides, éléments de carrosserie, etc. Tous ces éléments ne sont pas représentés dans la maquette numérique, donc il n'est pas possible d'obtenir la masse et l'inertie suspendue du véhicule à partir du modèle numérique uniquement.

Cependant, la position du centre de gravité et les inerties d'un véhicule Spyder RS d'une génération précédente mais de construction très proche ont été mesurés par le fabricant du véhicule sur un banc d'essai spécialisé. En connaissant la masse totale d'un Spyder F3-T et la masse du Spyder RS testé, il est possible de déterminer un coefficient multiplicateur à appliquer sur les inerties du Spyder RS pour estimer les inerties du Spyder F3-T. On suppose que les positions des centres de gravité des deux véhicules sont identiques. Une estimation de l'inertie totale d'un F3-T est ainsi obtenue.

Si  $m_r$  et  $I_r$  sont la masse et la matrice d'inertie du Spyder RS et  $m_t$  et  $I_t$  sont celles du Spyder F3-T, alors on estime que :

$$I_t = \frac{m_t}{m_r} \cdot I_r \quad (4.1)$$

On dispose ainsi d'une estimation de la matrice d'inertie d'un Spyder F3-T.

On trouve facilement les coordonnées du centre de gravité du châssis à partir de celles du centre de gravité du véhicule complet et de toutes les pièces, en considérant que les coordonnées du centre de gravité du véhicule correspondent à la moyenne pondérée des coordonnées des centres de gravité de toutes les pièces du châssis.

Pour obtenir l'inertie du châssis du véhicule, sachant qu'on connaît l'inertie de chaque pièce, sa masse, la position de son centre de gravité et son inertie exprimée à son CG, on exprime l'inertie de chaque pièce au centre de gravité du châssis à l'aide du théorème de Huygens :

$$I_A = I_G + Md^2 \quad (4.2)$$

$I_A$  représente le moment d'inertie selon un axe du corps considéré au point A,  $I_G$ , celui, par un axe parallèle passant par le point G,  $M$  la masse de ce corps et  $d$ , la distance entre les points A et G.

On retire ensuite de l'inertie totale du véhicule l'inertie des classes d'équivalence de la suspension pour avoir une estimation de l'inertie du châssis du Spyder F3-T équipé de tous ses réservoirs, faisceaux électriques et panneaux de carrosserie. Les caractéristiques du châssis de Spyder F3-T ainsi obtenues sont les suivantes :

Tableau 4.1 : Masse et des moments principaux d'inertie du châssis de F3-T

Masse :	228,2 kg
$I_{xx}$	18,9 kg/m <sup>2</sup>
$I_{yy}$	119,5 kg/m <sup>2</sup>
$I_{zz}$	105,5 kg/m <sup>2</sup>

#### 4.3.2. Paliers élastiques

Pour relier les triangles de suspension avant au châssis ainsi que le moteur au châssis, il y a des paliers en matériaux élastomères. Ils ont été intégrés dans le modèle MBD et une caractérisation sommaire en a été réalisée au CTA.

Le modèle employé pour les paliers élastiques est un modèle de Kelvin-Voigt simple et sans couplage. Les forces et moments générés par le modèle dans les trois axes dépendent uniquement des déplacements et de leur dérivée première. Les équations qui définissent ce modèle dans Simpack sont représentées ci-dessous, où  $F_i$  et  $T_i$  représentent une force et un moment suivant l'axe en indice;  $i_F$  et  $i_T$  désignent les déplacements et rotations dans la direction en indice.

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ T_x \\ T_y \\ T_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_x x_F + d_x \dot{x}_F \\ k_y y_F + d_y \dot{y}_F \\ k_z z_F + d_z \dot{z}_F \\ c_x x_T + a_x \dot{x}_T \\ c_y y_T + a_y \dot{y}_T \\ c_z z_T + a_z \dot{z}_T \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

Les paramètres du modèle sont simples à déterminer et le modèle de Kelvin-Voigt est d'une complexité couramment observée dans les modèles MBD pour la dynamique générale de véhicules.

Certains composants, comme les paliers de suspension, ont été précédemment testés au CTA sur une machine MTS d'essais servohydraulique

La Figure 4.9 présente un exemple de montage de test pour tester la rigidité radiale d'un palier. La partie supérieure est fixe et la partie inférieure est reliée à un vérin hydraulique. La force appliquée par le vérin est mesurée, ainsi que son déplacement. La partie supérieure est reliée au centre du palier par une vis qui passe au travers du palier, et la partie inférieure est serrée autour du manchon extérieur du palier.

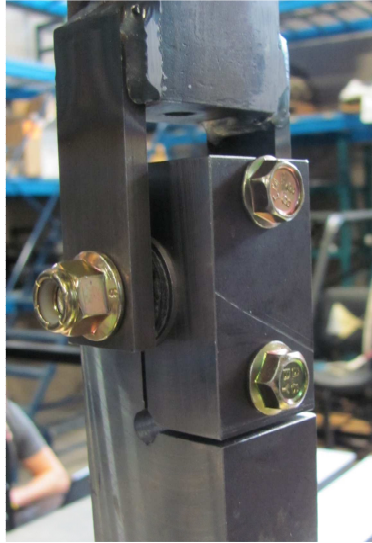


Figure 4.9 : Montage d'essai de palier utilisé au CTA

Pour déterminer la raideur des paliers, supposée linéaire, un déplacement d'un millimètre a été appliqué dans chaque axe, et la force exercée sur le palier une fois le déplacement appliqué a été mesurée. Cette force correspond à la raideur en N/mm. En rotation un angle a été appliqué et le couple pour maintenir cet angle a été mesuré. Pour la rotation axiale, une rotation de  $20^\circ$  a été appliquée, et de  $1^\circ$  pour la rotation radiale.

La valeur du coefficient d'amortissement est choisie à 10 % de la raideur. Dans l'équation 4.3, on a ainsi  $d_i = 0,1.k_i$  et  $a_i = 0,1.c_i$ . Le choix de définir arbitrairement l'amortissement à 10 % de la raideur permet de limiter la quantité de variables à fournir au modèle.

En déplacement, les raideurs mesurées sont de 5800 N/mm radialement et 1350 N/mm axialement. En rotation, la raideur axiale est de 50 Nm/rad, tandis que la raideur radiale est évaluée à 590 Nm/rad.

Pour les tampons moteurs, les valeurs de raideur et d'amortissement utilisés dans le modèle sont ceux présents sur les plans du véhicule. Le tampon arrière, cylindrique, a, en déplacement, une raideur axiale de 3650 N/mm et une raideur radiale de 600 N/mm.

Le tampon avant, se présente sous forme d'un pavé de caoutchouc. Les raideurs, définies sur son plan de définition, sont : 1010 N/mm dans la hauteur du pavé, 615 N/mm dans la longueur et 430 N/mm dans la largeur. Les rigidités en rotation sont toutes définies à 600 Nm/rad pour les deux paliers. Comme pour les paliers de suspension, les amortissements dans chaque axe sont définis à 10 % de la rigidité dans l'axe considéré.

#### 4.3.3. Caractérisation des combinés ressorts-amortisseur

Un combiné ressort-amortisseur est présent dans les sous-systèmes de suspension avant et arrière. Dans la suspension avant, il y en a un de chaque côté, qui relie les triangles de suspension inférieurs et le châssis. Dans la suspension arrière, un combiné ressort-amortisseur relie le bras oscillant au châssis.

Le ressort et l'amortisseur sont deux composants différents, mais ils sont combinés dans le véhicule réel ainsi que dans la simulation MBD. On peut distinguer la force générée par le ressort, celle générée par l'amortisseur et celle générée par les butées de suspension.

L'équation 4.4 représente la force générée par le ressort. Elle est linéaire et ne dépend que de la longueur du ressort.

$$F = K(L - L_0) \quad (4.4)$$

Une loi d'amortissement est implémentée, et à chaque pas de temps, Simpack calcule la vitesse de rapprochement des extrémités de l'amortisseur, et applique la force correspondante dans la loi d'amortissement, en appliquant une loi d'interpolation linéaire entre les différents points enregistrés.

La loi d'amortissement a été testée lors de la calibration des suspensions. L'amortisseur a été testé sur une machine de caractérisation de suspension à excentrique. Ce type de machine déplace la tige de l'amortisseur suivant un sinus de fréquence variable et fournit une courbe qui relie force et vitesse de déplacement de la tige de l'amortisseur. Un exemple est présentée, pour l'amortisseur avant, à la Figure 4.10. Ce type de modélisation fait l'hypothèse que le comportement de l'amortisseur ne dépend pas de la position de la tige, mais uniquement de la vitesse de la tige. Pour les besoins du projet ATLAS, les résultats des tests menés dans le passé sur les amortisseurs du F3-T ont été fournis au CTA. Pour créer la courbe, Les points de mesures ont été prises pour diverses vitesses de rotation de l'excentrique, aux positions où la vitesse de la tige est maximale et presque constante.

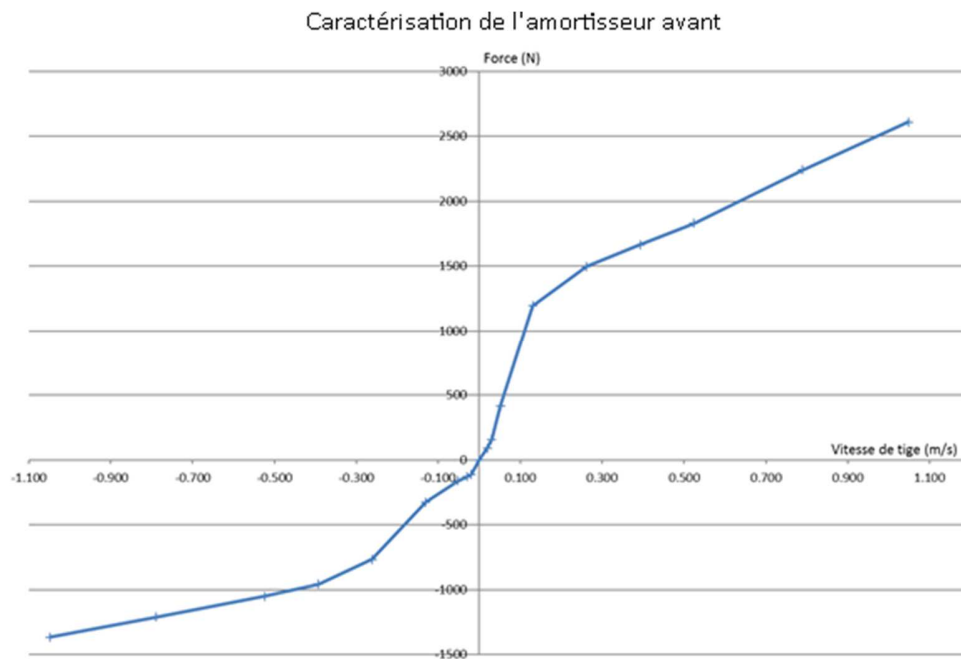


Figure 4.10 : Courbe d'amortisseur telle qu'utilisée dans le modèle MBD

Les butées de suspension permettent d'éviter de comprimer complètement la suspension et d'arriver à un contact direct métal-métal à la fin de la course de l'amortisseur. Elles ont aussi été caractérisées, avec les ressorts sur une machine d'essais du même type que celle utilisée pour caractériser les paliers élastiques. Elle permet de mesurer l'effort dans la suspension en fonction du déplacement de celle-ci. La Figure 4.11 permet d'observer la courbe de déflexion du ressort et de la butée de compression. Dans Simpack, une interpolation linéaire est utilisée pour générer la force des butées à partir des points de mesure.

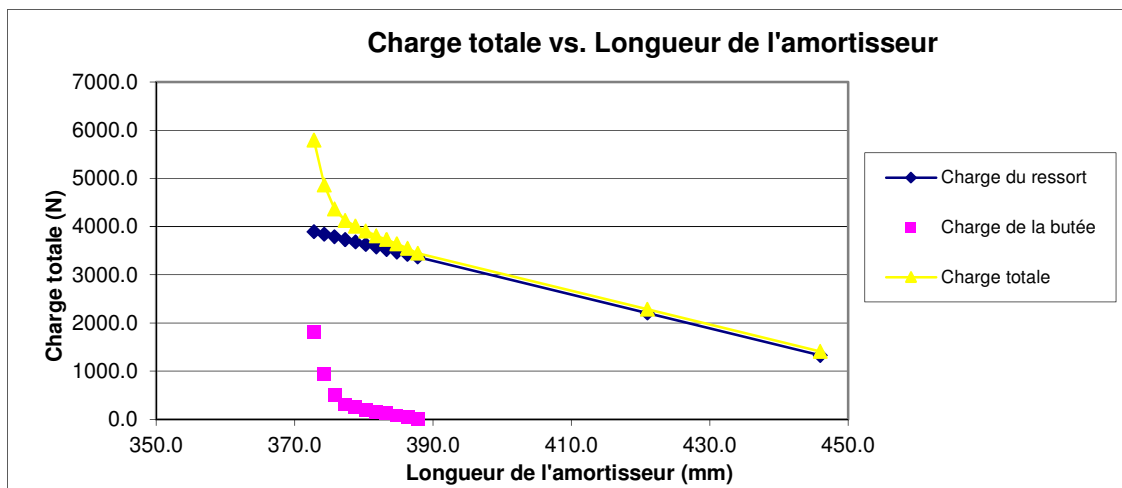


Figure 4.11 : Courbes présentant la force du ressort et de la butée d'amortisseur utilisée sur le Spyder F3-T en fonction du déplacement de l'amortisseur



#### 4.3.4. Modèle de pneu

Pour injecter des efforts sur la suspension dans les manœuvres analytiques complètes, un modèle de pneu modélise l'interaction entre le pneu et la route. Il existe une multitude de modèles de pneus vus décrits au Chapitre 2. Certains ont un niveau de raffinement permettant de réaliser des études en fatigue voire en vibration.

Les pneus de Spyder F3-T a été caractérisé précédemment pour le modèle MF-Tyre. Le modèle MF-Tyre peut fournir des résultats fiables jusqu'à des fréquences d'une dizaine de Hz [Eichberger et Hofmann, 2007], mais il n'est pas approprié pour des fréquences supérieures. Cependant, pour cette étude, un modèle MF-Tyre, même s'il n'est pas représentatif de la réalité pour des fréquences supérieures à une dizaine de Hz, permet une d'obtenir un ordre de grandeur des efforts transmis aux pneus. Un modèle plus complexe pourrait être utilisé, mais la caractérisation complète d'un pneu pour ces modèles présente un coût qui n'est pas compatible avec le budget du projet ATLAS. De plus, une excellente précision du modèle de pneu n'est pas requise pour la comparaison des méthodes semi-analytiques, car il n'est pas question, dans cette étude, de représenter fidèlement le comportement d'un véhicule réel.

Les modèles de pneus permettent de relier les différents taux et angles de glissement entre le pneu et la route avec les forces exercées par le pneu sur la roue. La Figure 4.12 présente une portion des courbes qui sont générées par le modèle MF-Tyre.

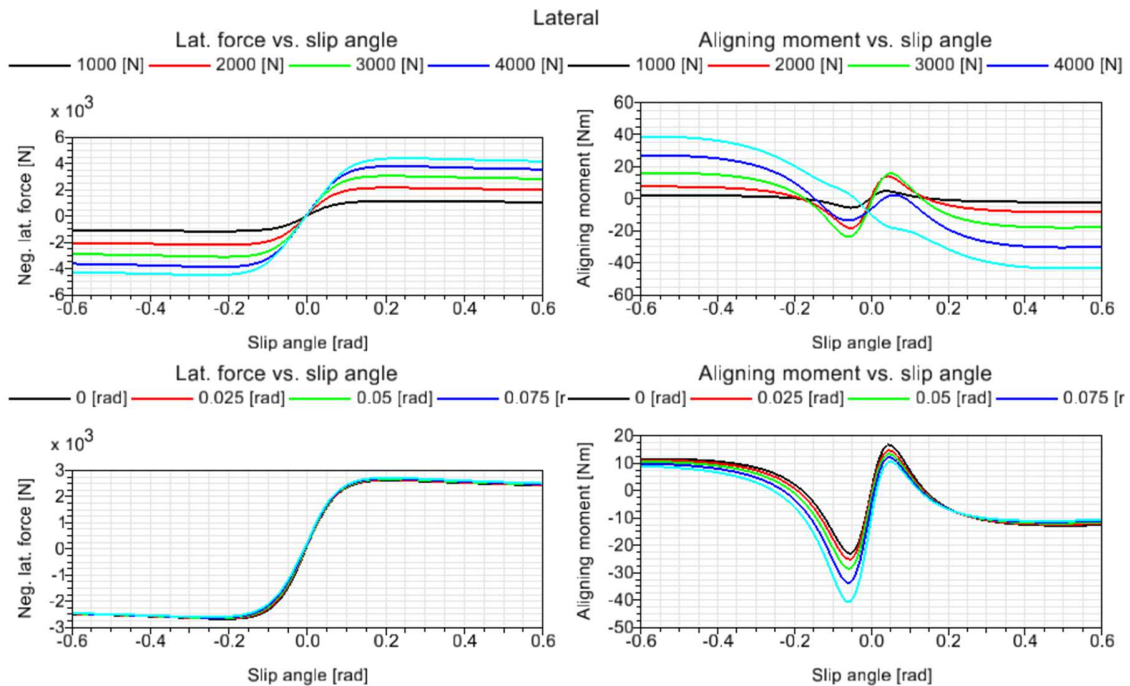


Figure 4.12 : Exemples de courbes caractérisant le comportement d'un pneu, issues du modèle MF-Tyre

#### 4.3.5. Forces aérodynamiques

Le dernier élément appliquant des efforts sur le véhicule est la résistance aérodynamique. Elle est simplifiée et nécessite trois paramètres qui ont été définis à l'aide de valeurs représentatives du véhicule étudié. La force aérodynamique est appliquée sur un point situé à l'origine du repère global de la maquette numérique du véhicule, un petit peu en avant et au-dessus du centre du pivot du bras oscillant.

Elle n'est définie que dans la direction longitudinale et les coefficients utilisés sont constants. La description mathématique de la force appliquée est

$$F_x = \frac{1}{2} \rho \cdot S \cdot C_x \cdot V^2 \quad (4.5)$$

Où :

- $V$  est la vitesse du véhicule.
- La densité de l'air:  $\rho = 1,18415 \text{ kg/m}^3$
- La surface frontale du véhicule:  $S = 1,0 \text{ m}^2$
- Le coefficient de traînée:  $C_x = 0,878$

Cet élément semble donner des résultats cohérents malgré sa simplicité, et ce pour les vitesses d'utilisation standards du véhicule. Cependant, l'application de l'effort en un point unique peut poser problème à haute vitesse et les efforts générés par cette modélisation des effets aérodynamiques pourront interférer avec un châssis flexible.

## 5. SIMULATIONS ANALYTIQUES COMPLÈTES

Dans ce chapitre, les différentes simulations analytiques complètes utilisées comme référence sont présentées. La section 5.1 présente les manœuvres utilisées, la section 5.2 présente les détails qui ont dû être rajoutés pour pouvoir extraire les efforts aux roues comme le feraient des roues instrumentées physiques, la section 5.3 enfin, présente une limitation apparue avec le modèle de pneu MF-Tyre.

### 5.1. Scénarios simulés

Pour cette étude, différentes simulations ont été créées. Les manœuvres utilisées sont décrites dans cette section et dans le Tableau 5.1. L'ensemble des simulations de référence ont été réalisées en utilisant une route lisse, pouvant présenter des obstacles comme des rampes, mais sans granulosité pouvant introduire des vibrations. Le coefficient d'adhérence de la route vaut 1. Il est choisi arbitrairement, et correspond à une route très adhérente.

Tableau 5.1: Liste des manœuvres simulées dans les simulations analytiques complètes de référence.

Nom de la manœuvre	Type de route	Trajectoire	Vitesse
Slalom	Lisse sans obstacle	Sinus au guidon	30 km/h ,véhicule en roue libre
Freinage	Lisse sans obstacle	Ligne droite	110 km/h avec freinage
Rampe sur une roue	Lisse avec obstacle étroit sur une roue	Ligne droite	30 km/h ,véhicule en roue libre
Rampe raide	Lisse avec obstacle large	Ligne droite	30 km/h ,véhicule en roue libre

Une première manœuvre retenue est un slalom à la limite de la stabilité du véhicule. Le véhicule est lancé avec une vitesse initiale sur une route lisse, et le guidon est déplacé suivant un sinus. Par essais-erreurs, l'amplitude du sinus et la vitesse initiale du véhicule ont été ajustés pour que la manœuvre se produise à la limite du décollement d'une roue avant du Spyder. Le véhicule a ainsi un mouvement de roulis et de lacet, visible à la Figure 5.1.

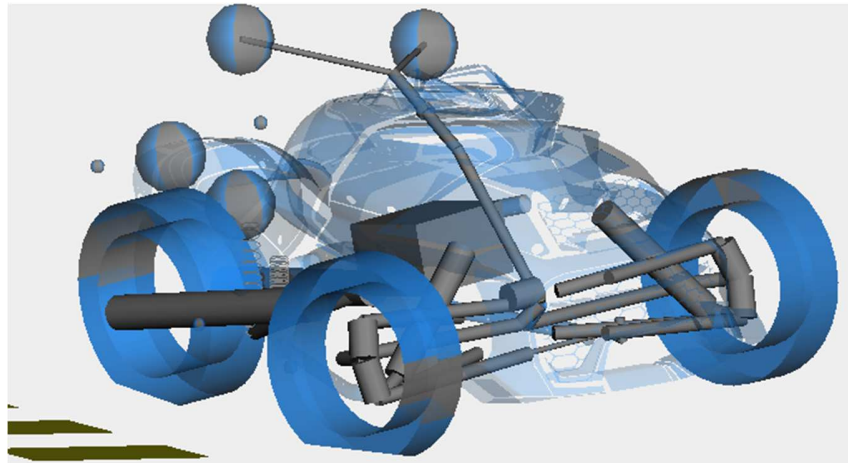


Figure 5.1 : Exemple de simulation en lacet. La roue avant droite décolle du sol

Pour exciter le mouvement de tangage du véhicule, une simulation d'un freinage intense est réalisée, sur une route lisse, le véhicule étant lancé à une vitesse initiale de 110km/h. Un couple de freinage est ensuite appliqué sur chaque roue pour freiner le véhicule. Pour avoir le freinage le plus efficace possible sans blocage des roues, on utilise de la co-simulation entre Simulink et Simpack. On réalise ainsi un contrôleur de glissement des roues et on applique une consigne de glissement de 5% pour réduire la vitesse du véhicule de 110 à 5 km/h. Cette simulation permet une forte dynamique en accélération suivant l'axe longitudinal du véhicule ainsi qu'en tangage.

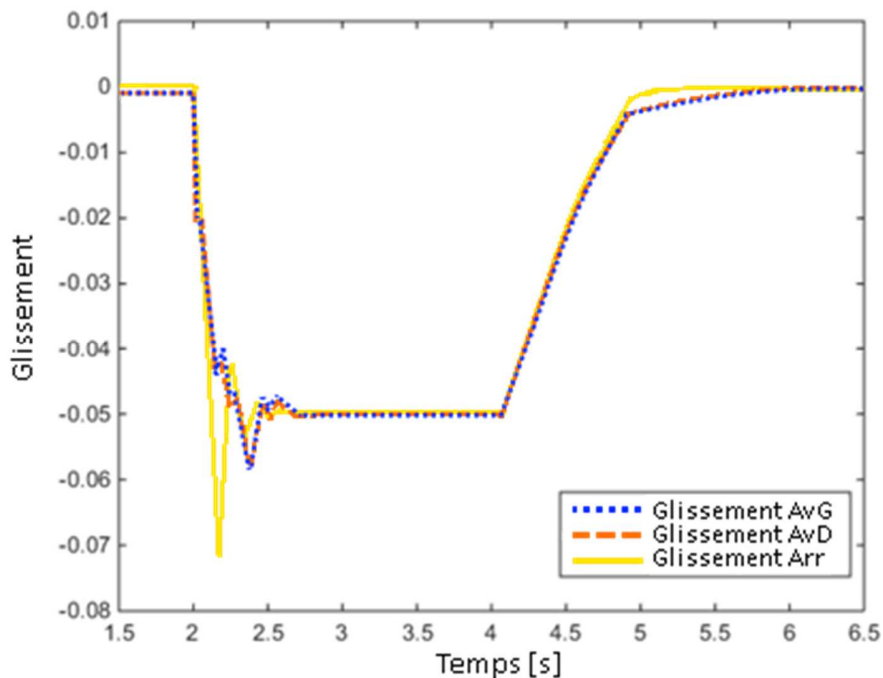


Figure 5.2 : Glissement des 3 roues du véhicule lors du freinage

Pour observer le comportement en roulis et plus généralement le travail de la suspension, deux types de simulations différentes ont été réalisées. Ces simulations utilisent aussi des routes lisses, mais sur lesquelles sont présentes des rampes trapézoïdales comportant une rampe montante, une section horizontale et une section descendante. Deux types de rampes sont utilisés. La première, présentée à la Figure 5.3, fait environ la largeur d'une roue du véhicule. Cette rampe peut être placée sous une roue avant, faisant pencher le véhicule sur le côté, ou au centre de la route, au niveau de la roue arrière, inclinant ainsi le véhicule vers l'avant.

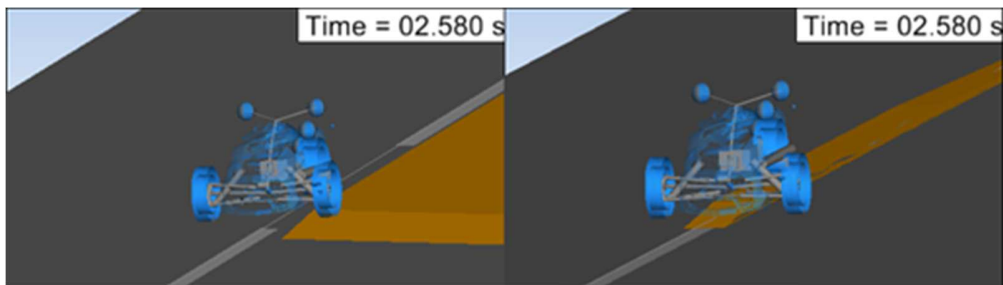


Figure 5.3 : Exemple de rampes utilisées

L'autre type de rampe utilisée est représentée à la Figure 5.4; elle est plus large que le véhicule. Cette rampe a une partie montante en pente douce, un long plateau puis une descente raide où les roues du véhicule quittent le sol. Les suspensions sont ainsi exploitées dans tout leur débattement et le véhicule a une forte dynamique en tangage.

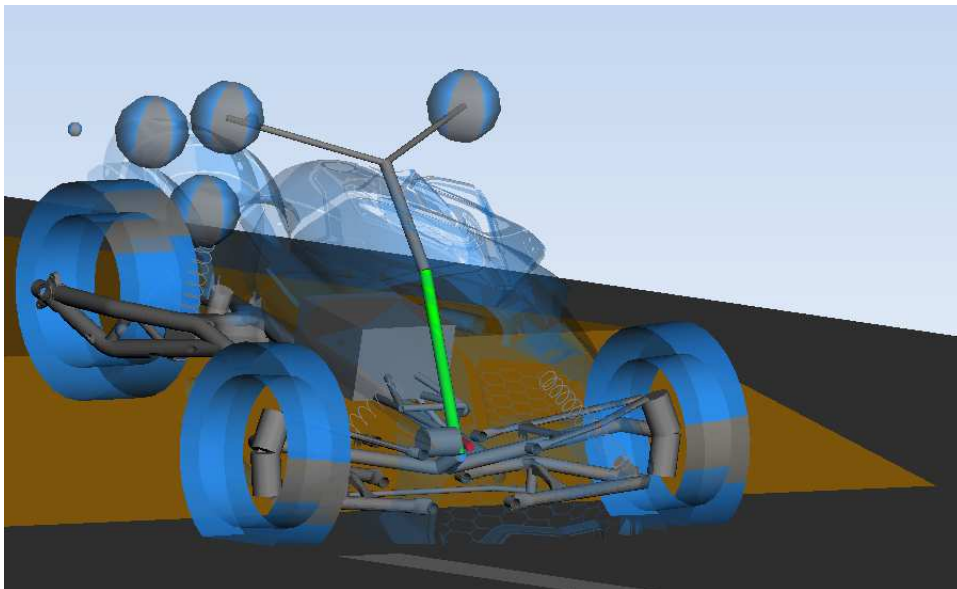


Figure 5.4 : Rampe raide, la roue arrière quitte le sol lors de la descente

## 5.2. Enregistrement des efforts aux roues

Cette section décrit en détails les actions mises en place pour enregistrer les efforts aux roues en imitant un capteur d'effort aux roues. Pour ce faire, mesurer simplement les efforts fournis par le pneu ne donne pas de bons résultats. En effet, le capteur d'efforts aux roues est situé dans la jante, entre le pneu et le moyeu. Si, avec le véhicule à l'arrêt, la somme des efforts en Z lus par les roues instrumentées est considérée, elle ne correspondra pas exactement au poids du véhicule, mais plutôt au poids du véhicule moins le poids des pneus et de la jante.

Dans Simpack, il est très facile d'extraire les efforts fournis par le modèle de pneu, ou les efforts qui transitent dans la liaison pivot entre le moyeu et la fusée. Cependant, dans les deux cas, ces efforts ne correspondent pas aux efforts mesurés par une roue instrumentée. Dans un cas statique, les efforts fournis par le modèle de pneu MF-Tyre correspondront aux efforts lus par une balance sous les roues, tandis que les efforts dans la liaison pivot d'une roue donneront la masse du véhicule portée par celle-ci, moins la masse du pneu et de la roue. De plus, les moments en Y (freinage et accélération) ne seront pas accessibles si on observe les efforts dans la liaison pivot puisque le moment transmis dans l'axe d'une liaison pivot est nul.

Pour simuler le fonctionnement d'un capteur d'effort aux roues, il est nécessaire de séparer la classe d'équivalence de la roue en deux corps, l'un comportant le pneu et la jante, l'autre comprenant le moyeu et le centre de la roue. Cette séparation est présentée à la Figure 5.5

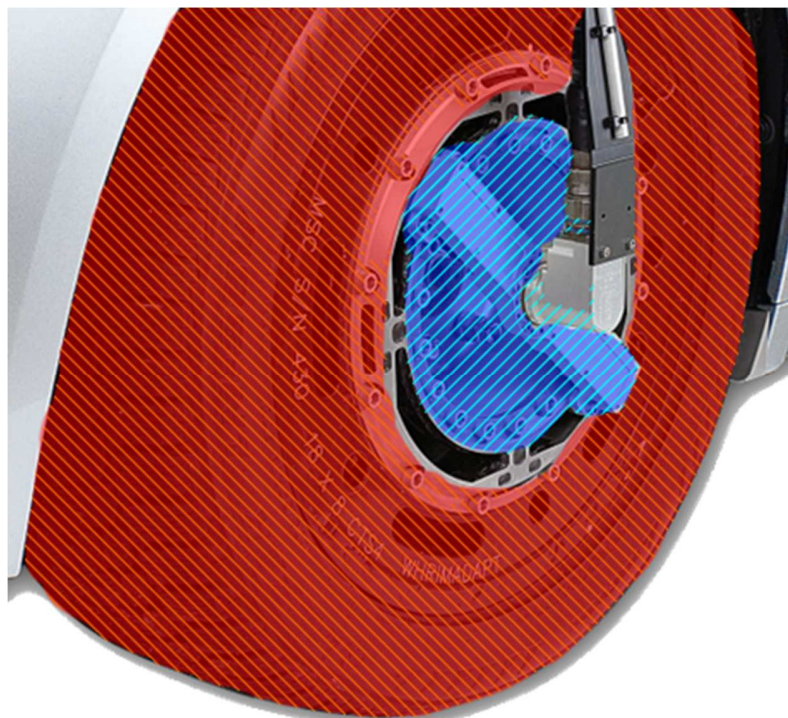


Figure 5.5 : Identification des deux parties d'une roue instrumentée (MTS)



Il est ensuite possible de connaître les efforts qui sont transmis par la roue, comme dans un capteur de roue instrumentée standard.

Cependant, si on se contente de faire l'acquisition directe des efforts qui sont exercés entre le moyeu et le pneu, ceux-ci vont être exprimés soit dans le repère global de la simulation, qui est fixe et lié au sol, soit dans le repère local de la roue, donc dans un repère tournant. Le capteur d'efforts rencontre le même problème et lit tout d'abord les efforts dans un repère tournant avant de convertir les efforts à l'aide d'un encodeur dans un repère lié à la fusée de la roue. Dans un capteur d'effort aux roues, les efforts sont exprimés à l'aide du référentiel SAE présenté à la Figure 5.6. La Figure 5.7 présente la convention pour les efforts positifs lus par le capteur.

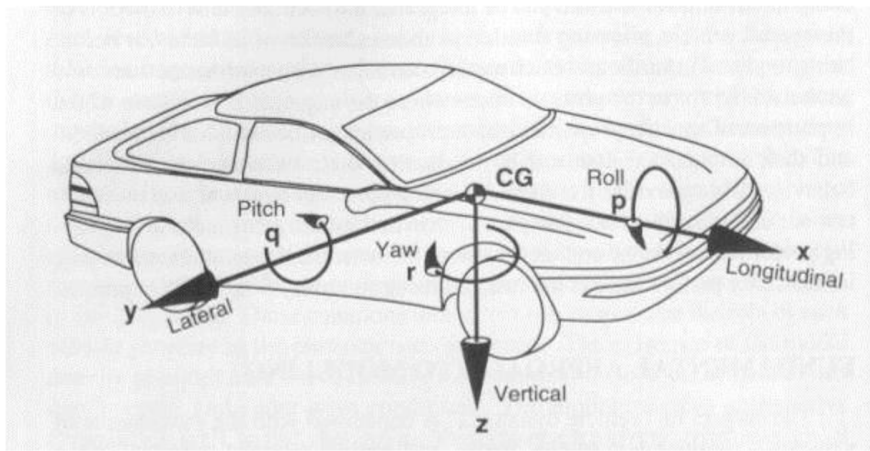


Figure 5.6 : Système d'axes SAE [Michigan Scientific Corporation, 2013]

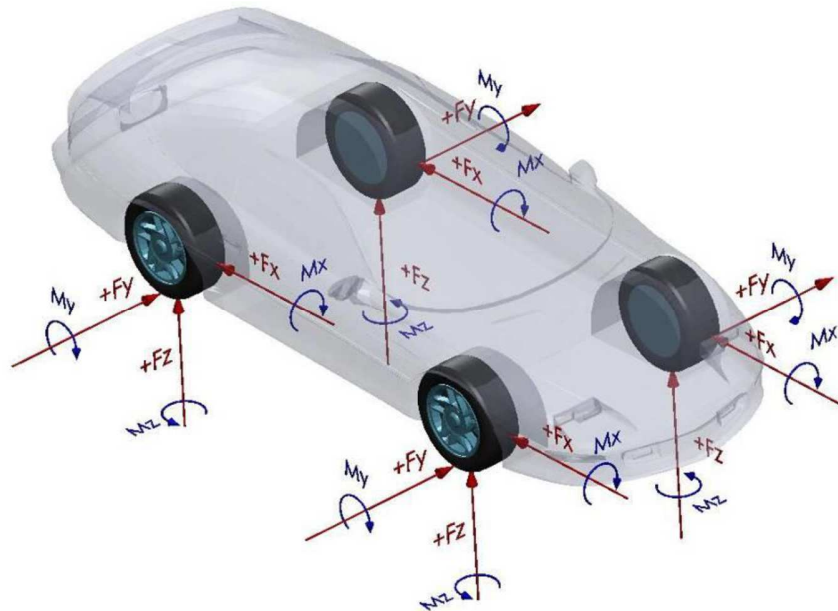


Figure 5.7 : Exemple d'efforts positifs aux roues [Michigan Scientific Corporation, 2013]

Dans les simulations MBD, en utilisant les fonctions avancées de Simpack, il est possible d'exprimer les efforts dans le référentiel lié à la fusée, pour disposer d'une mesure des efforts de la même manière qu'une roue instrumentée réelle. Cependant, dans le modèle MBD, l'axe X est horizontal vers l'avant, l'axe Y est horizontal de droite à gauche, et l'axe Z est vertical vers le haut, comme présenté sur la Figure 5.8. En effet, le choix a été fait de conserver la même orientation entre la maquette numérique du véhicule et le modèle MBD. Une conversion simple permet de modifier le signe des efforts lus pour qu'ils soient exprimés dans le référentiel SAE et suivant la même convention.

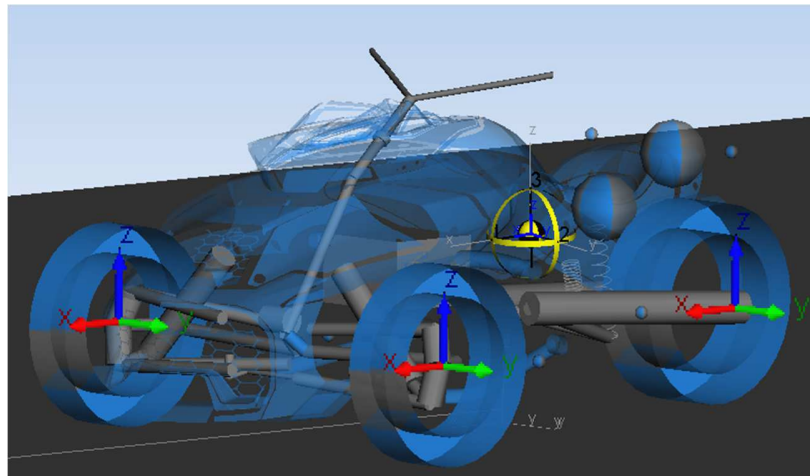


Figure 5.8 : Système d'axes utilisé dans Simpack



### 5.3. Limitations du modèle de pneu

Les simulations analytiques complètes utilisées pour créer les données de référence ont présenté des difficultés, explicitées dans cette section. Ces difficultés sont principalement générées par le modèle de pneu. En effet, celui-ci supporte mal les angles vifs sur les rampes. Un comportement incohérent apparaît alors avec des efforts très importants transmis aux roues lors du passage sur la dernière arrête de la rampe, présentant un angle vif. À cet endroit, les roues décollent du sol, donc les efforts transmis ne devraient pas avoir un pic important. Ces efforts sont représentés dans la Figure 5.9 avec en pointillés l'effort vertical transmis à un pneu avant lors du passage sur une arrête présentant un angle de  $90^\circ$  et en trait plein l'effort transmis lors du passage sur une arrête présentant un angle de  $168^\circ$ . Une telle arrête est représentée à la Figure 5.10. Le passage sur l'arrête se produit juste après 2,5 secondes. Le pic d'effort vertical à 38 000 N correspond à un comportement anormal du modèle de pneu.

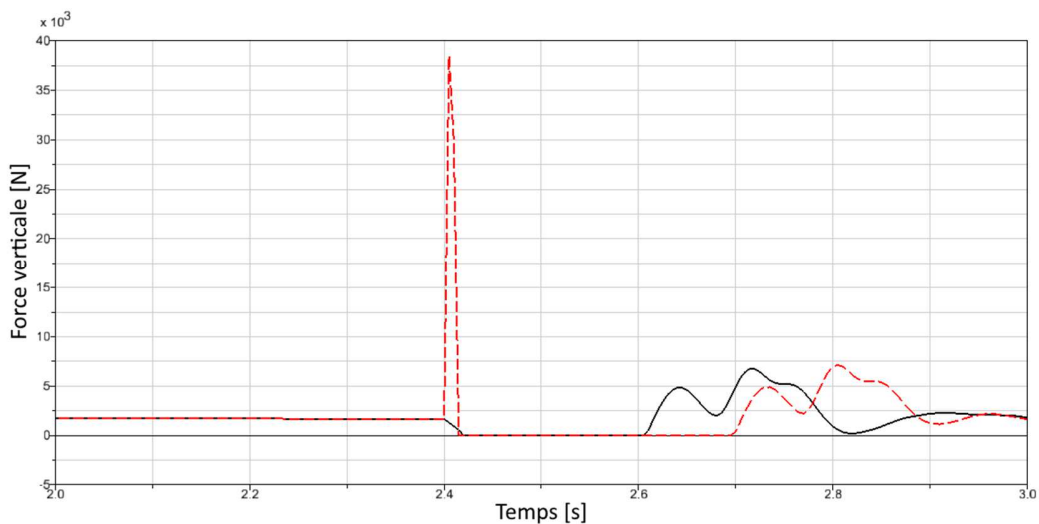


Figure 5.9 : Effort vertical transmis par un pneu avant lors du passage sur la dernière arrête d'une rampe, en pointillés lorsque l'angle est de  $90^\circ$  et en traits pleins lorsque l'angle est de  $168^\circ$

Les angles vifs des arrêtes des rampes ont donc été réduits, jusqu'à ce que le comportement du modèle de pneu soit jugé suffisamment réaliste, en particulier jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de pic dans les efforts transmis par le modèle de pneu lors du passage sur la cassure, comme montré en trait plein dans la Figure 5.9.

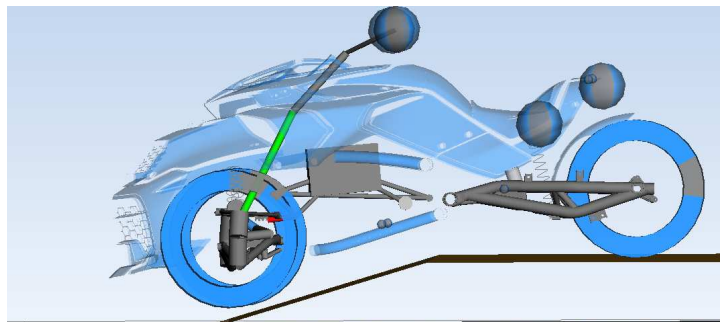


Figure 5.10 : Rampe avec une arrête suffisamment douce.

## 6. SIMULATIONS SEMI-ANALYTIQUES

Dans ce chapitre, les différentes simulations semi-analytiques utilisant les efforts aux roues sont implémentées, puis comparées. La section 6.1 décrit la méthode employée pour injecter les efforts des roues instrumentées dans les modèles MBD, la section 6.2 décrit les différentes simulations semi-analytiques qui ont été testées, et la façon de les implémenter. La section 6.3 décrit la méthode utilisée pour comparer les résultats des simulations entre eux, tandis que la section 6.4 présente les résultats des comparaisons des méthodes semi-analytiques et la plus performante, qui a été retenue.

### 6.1. Application des efforts aux moyeux

Les méthodes semi-analytiques imposent d'appliquer des efforts sur le véhicule sur les moyeux. Dans le modèle Simpack, un élément de force a été créé afin d'appliquer des efforts sur ceux-ci.

Dans les simulations de référence, la roue a été modélisée en deux corps distincts, séparés au niveau des jauges de déformation du capteur d'effort aux roues. C'est donc au niveau de cette séparation que sont appliqués les efforts enregistrés dans les simulations de référence.

Cependant, une attention doit être portée au référentiel dans lequel les efforts sont appliqués. En effet, ils ont été enregistrés dans un système de coordonnées lié aux porte-moyeux, différent du repère du véhicule et du référentiel terrestre.

Dans Simpack, pour appliquer des efforts, il est nécessaire de spécifier un référentiel d'origine et un référentiel d'application des efforts. C'est le référentiel d'origine qui spécifie le système de coordonnées dans lequel sont appliqués les efforts.

Pour appliquer des efforts entre le sol et les moyeux du véhicule, dans le système de coordonnées du porte-moyeu, il faut donc créer un repère dans Simpack qui soit relié au sol mais qui suive l'orientation des porte-moyeux. Cela peut être fait avec un « marqueur congruent ». C'est un repère qui est lié à un corps, dans notre cas, le sol, mais dont la position et l'orientation suivent celles d'un autre repère, dans notre cas, celui du porte-moyeu. Un marqueur de ce type est créé pour chaque roue et il est ainsi possible d'appliquer les efforts entre le sol et le moyeu de chaque roue, avec la bonne orientation.

## 6.2. Les différentes méthodes semi-analytiques

La section 6.2 décrit les méthodes semi-analytiques employées dans cette étude. Elles ont été abordées dans le chapitre 2 mais ce sont les méthodes testées dans l'étude qui sont décrites ici avec plus de détails. Les méthodes testées sont celles avec un châssis fixe, un châssis déplacé, et un châssis contrôlé.

### 6.2.1. Méthode avec châssis fixe

La méthode avec châssis fixe est une de celles décrites par Da Cruz *et al.* (2003). Dans ces simulations, le châssis est maintenu fixe par une liaison encastrement qui bloque tous les degrés de liberté entre son centre de gravité et le sol. Les efforts sont ensuite appliqués directement au niveau des porte-moyeux.

Ce type de simulations ne prend pas en compte les effets liés à la dynamique du véhicule et du châssis. En effet, comme le châssis reste fixe, les efforts transmis par les tampons moteurs seront nécessairement faux puisque le moteur ne subit aucune accélération. De plus, les différents composants de suspension ne subissent pas les mêmes accélérations que lors de l'essai physique réel car le châssis sur lequel ils sont fixés ne bouge pas.

La Figure 6.1 présente un exemple de résultat obtenu avec cette méthode. En trait plein, la norme de l'effort transmis par le palier avant du triangle de suspension inférieur gauche lors de l'expérience analytique complète de référence; en pointillé la norme du même effort lors de la simulation semi-analytique avec châssis fixe. En comparant les courbes, il apparaît que la référence et le résultat sont éloignés, tant dans le nombre de cycles que dans leur amplitude. En effet, comme le châssis est fixe, les effets d'inertie liés aux déplacements du châssis ne sont pas correctement représentés, et comme le châssis n'est pas orienté suivant la position réelle, la direction des efforts transmis ne correspond pas à la direction des efforts transmis lors de l'analyse analytique complète.

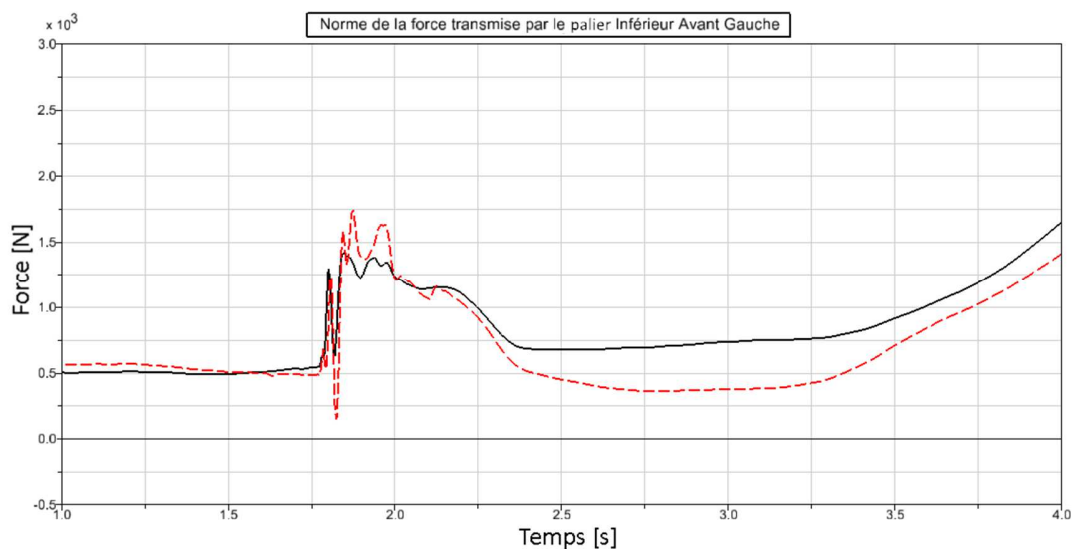


Figure 6.1 : Exemples de courbes de forces obtenues avec le châssis fixe

### 6.2.2. Méthode avec châssis déplacé

Cette méthode est très proche des simulations avec châssis fixe. Au lieu d'être encastré à un point fixe, le centre de gravité du châssis est lié rigidement à un point qui suit la trajectoire enregistrée du centre de gravité. Les six degrés de liberté du châssis sont donc contraints. Les déplacements du châssis ne sont pas générés par les efforts qui s'y appliquent, mais par la liaison encastrement. Le déplacement est non causal et les effets d'inertie ne sont pas correctement représentés dans Simpack. En effet, deux causes peuvent provoquer le déplacement du véhicule; les efforts qui lui sont appliqués ou le déplacement imposé par la liaison encastrement, ce qui conduit à une mauvaise représentation des effets inertiels par Simpack. Cette méthode peut fonctionner lorsque la trajectoire du châssis provient d'une simulation analytique complète, mais avec un signal de trajectoire provenant d'une acquisition réelle, les bruits de mesure pourraient entraîner des mouvements parasites du châssis et compromettre la précision des résultats.

### 6.2.3. Méthode avec châssis libre et contrôleur

La dernière méthode implémentée laisse le châssis libre. Elle est décrite par Tebbe *et al.* (2006). Les efforts qui s'appliquent sur le véhicule génèrent son déplacement. Un contrôleur vient cependant rajouter des efforts sur le centre de gravité du châssis, pour s'assurer que sa position ne dérive pas de la position enregistrée lors de la simulation de référence. Il est prévisible que ce type de simulation donne les meilleurs résultats; les déplacements du châssis sont générés par les efforts appliqués sur lui et le contrôleur ne fait que corriger les dérives liées aux erreurs numériques.

L'utilité d'un contrôleur est justifiée par les erreurs de calcul qui apparaissent nécessairement lors des simulations, ainsi que par les erreurs de mesure qui vont entraîner des dérives du véhicule.

Un exemple de simulation pour mettre en évidence la nécessité du contrôle consiste en la réalisation d'un pendule simple. Ce pendule consiste en un cylindre plein relié au référentiel terrestre par une liaison pivot parfaite située à une de ses extrémités. Il n'est soumis qu'à la gravité. Lorsqu'il est libéré à une position différente de sa position d'équilibre stable, il oscille autour de celle-ci, sans amortissement car les frottements dans la liaison et dans l'air ne sont pas modélisés.

Le pendule ainsi constitué est libéré dans une position différente d'une position d'équilibre. Les efforts générés dans la liaison pivot sont enregistrés à une fréquence élevée (2000 Hz). La même simulation est ensuite réalisée en supprimant la liaison pivot mais en appliquant les mêmes efforts que ceux enregistrés précédemment. C'est une simulation semi-analytique du pendule, à partir des efforts enregistrés dans une référence analytique complète. C'est donc la même méthodologie que celle employée dans les simulations semi-analytiques de véhicule complet dans cette étude. On peut voir sur la Figure 6.2 une comparaison des vitesses angulaires du pendule de référence et du pendule semi-analytique dans l'axe de la liaison pivot. Au bout d'une quinzaine de secondes, la position du pendule commence à dériver fortement et à ne plus représenter la réalité.

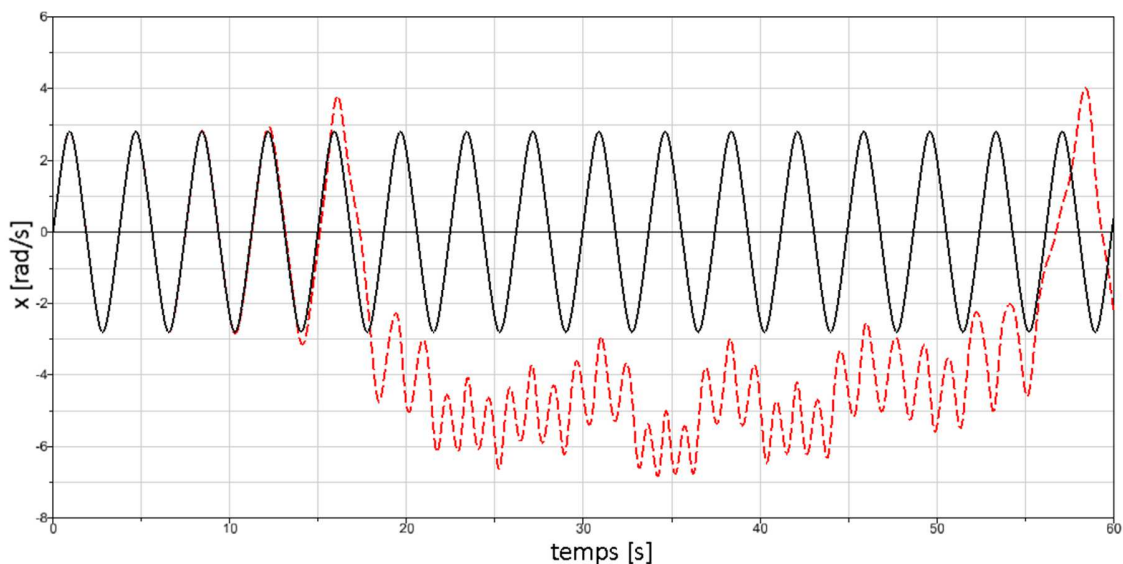


Figure 6.2 : Comparaison des vitesses angulaires des pendules autour de leur axe. En noir le pendule de référence et en pointillés le pendule semi-analytique

Il est donc nécessaire de contrôler la position du châssis du véhicule. En effet, si au bout de 15s, un pendule simple dérive, pour un véhicule complet avec trois points de contact avec le sol et des modèles de pneus complexes, la dérive va apparaître nettement plus rapidement. Une solution sans contrôle a été testée pour un véhicule complet. Sur une manœuvre simple (rouler en ligne droite), la simulation dérive grandement au bout d'environ deux secondes. Cette durée de simulation est trop courte pour étudier en détail une manœuvre complexe ou le passage sur un circuit de durabilité au complet. Il serait possible de séparer la simulation en petites sections de deux secondes, et d'appliquer à chaque fois au début de chaque section les bonnes conditions initiales, cependant, pour des

simulations qui durent plusieurs dizaines de minutes, la complexité apportée par rapport au recours à un contrôleur disqualifie cette solution.

Pour notre application, le contrôleur choisi est un contrôleur de type proportionnel-dérivé, qui assure la stabilité du système et qui est d'une grande simplicité. Pour avoir un contrôle plus facilement paramétrable, deux contrôleurs différents sont utilisés pour gérer les degrés de liberté en translation et en rotation séparément.

Une étude simplifiée de la stabilité permet de vérifier l'absence de problème de stabilité : le problème est présenté suivant un degré de liberté : Le contrôleur a une fonction de transfert de la forme suivante :

$$K_p + T_d s \quad (6.1)$$

Le châssis du véhicule a une fonction de transfert de la forme suivante, qui relie la force appliquée sur le châssis et son déplacement:

$$\frac{M}{s^2} \quad (6.2)$$

Le schéma bloc du système est représenté à la Figure 6.3

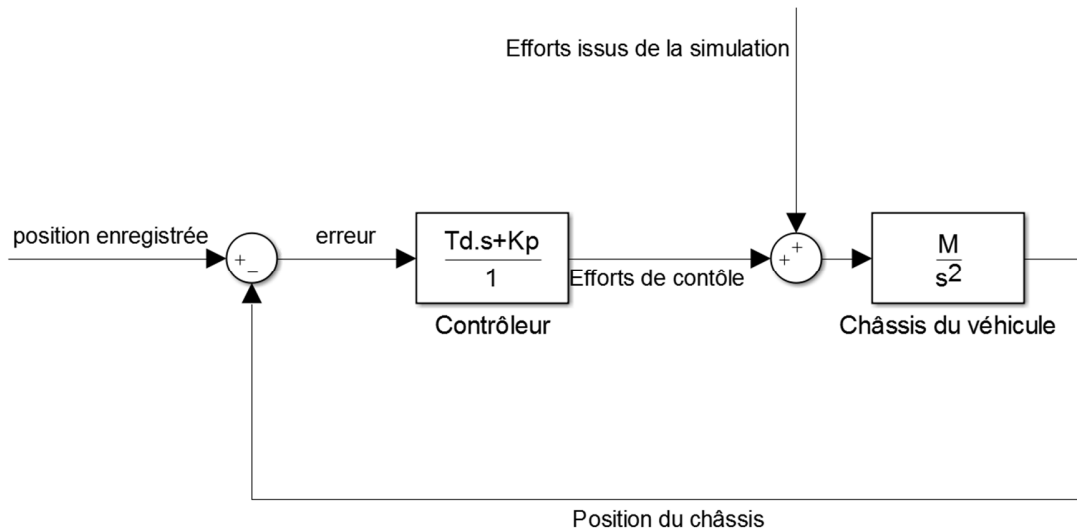


Figure 6.3 : schéma bloc du châssis et du contrôleur utilisé

La fonction de transfert en boucle fermée est :

$$\frac{MT_d s + MK_p}{s^2 + MT_d s + MK_p} \quad (6.3)$$

La fonction de transfert en erreur est :

$$\frac{M}{s^2 + MT_d s + MK_p} \quad (6.4)$$

Pour un système d'ordre deux, la stabilité est assurée si tous les coefficients du dénominateur de la fonction de transfert sont du même signe. Ici, toutes les grandeurs sont positives, ( $M$ ,  $K_p$  et  $K_d$ ) ainsi, le système est stable.

Il n'y a pas uniquement un contrôleur pour contrôler la position et l'orientation du châssis. La vitesse de rotation des roues du véhicule est aussi contrôlée. En effet, si un couple est appliqué sur le moyeu, celui-ci sera entraîné en rotation. Cependant il est important que la vitesse de rotation de la roue dans le modèle semi-analytique corresponde à la vitesse de rotation de la roue dans le modèle analytique complet. Des erreurs vont en particulier apparaître à la roue arrière; en effet, toute la chaîne de traction n'est pas représentée (courroie, boîte de vitesse et moteur) donc l'inertie rapportée à la roue arrière ne correspond pas à l'inertie réelle. Le contrôleur va aussi, dans un cas réel, remplacer les forces internes non mesurées comme les forces de frottement. Simuler la rotation des roues est importante, en effet, les moyeux aussi sont entraînés en rotation, ainsi que les moyeux des roues, et ils créent des effets gyroscopiques et d'inertie qui ne sont pas mesurés par les roues instrumentées. Simuler leur rotation permet de s'assurer d'obtenir une simulation fidèle des efforts appliqués au châssis.

Un contrôleur proportionnel-dérivé est utilisé pour contrôler la vitesse de rotation des roues dans les simulations semi-analytiques. La consigne du contrôleur est la vitesse de rotation de la roue enregistrée dans la simulation de référence et il applique un couple sur le moyeu de la roue, de sorte que les vitesses coïncident.

Dans un véhicule, lors d'un freinage, un couple négatif est appliqué sur les roues par les freins, fixés sur le porte-moyeu. Lors d'une accélération, un couple positif est appliqué sur les roues par la chaîne de transmission, fixée au moteur et au châssis. Pour représenter le plus fidèlement le comportement d'un véhicule réel, lorsque le contrôleur doit appliquer un couple négatif (réduire la vitesse des roues) ce moment est appliqué entre le porte moyeu et le moyeu, pour simuler les freins du véhicule ou des pertes dans les roulements. Quand le contrôleur doit appliquer un couple positif sur la roue (accélération de la roue), ce moment devrait être appliquée entre la transmission et la roue. Mais dans le modèle utilisé, la transmission n'a pas été modélisée. Le moment positif est donc appliqué entre le référentiel de référence , relié à la terre, et le moyeu de la roue.

### 6.3. Comparaison des méthodes et résultats

Cette section présente les métriques utilisés pour comparer facilement la performance des différentes méthodes de simulations semi-analytiques.

Une fois les simulations semi-analytiques réalisées, pour déterminer la méthode qui donne les meilleurs résultats, il est nécessaire de comparer la qualité des résultats fournis par les différentes simulations. Pour cela, il est possible de comparer manuellement les courbes d'effort à chaque point d'interface au châssis (15 points pour les suspensions et le moteur et 6 degrés de liberté), pour chaque méthodologie semi-analytique et chaque manœuvre, soit plus de 1400 courbes à comparer.

Pour simplifier cette tâche fastidieuse, il a fallu mettre en place une métrique de comparaison qui permette de comparer facilement la qualité des résultats fournis par les différentes méthodes semi-analytiques.

La première étape consiste à évaluer l'erreur entre les signaux d'efforts au châssis provenant de la simulation analytique complète et ceux provenant la simulation semi-analytique, pour chaque point d'ancrage.

L'erreur est définie comme la différence entre la référence  $F(t)$  et le résultat  $S(t)$  :

$$e(t) = F(t) - S(t) \quad (6.5)$$

Il est possible de prendre en compte la valeur moyenne de l'erreur pour obtenir une seule valeur par courbe. Cependant, et surtout pour une étude en fatigue, il peut être important d'accorder plus d'importance aux pics de force qu'à la valeur moyenne de l'erreur. À cet effet, la valeur RMS sera privilégiée car elle accorde de l'importance aux valeurs DC tout en donnant un poids important aux pics. Un outil de comparaison basé sur de l'analyse fréquentielle pourrait cacher des informations importantes comme un déphasage ou une erreur statique constante. De plus, l'objectif est d'obtenir une seule valeur par courbe pour une comparaison facile, et l'outil RMS permet de l'atteindre sans risquer de ne pas voir des erreurs. Cependant, il faudra porter une attention aux résultats pour vérifier que certains résultats ne sont pas faussés par une trop grande sensibilité de l'outil RMS, par exemple face à des déphasages légers.

Lorsque les valeurs d'effort ou de moment sont très faibles, un écart en valeur faible conduit à un écart relatif très élevé. Ainsi, des valeurs de 1 et 10N ont un écart relatif très important, mais qui est négligeable dans une étude de résistance d'un châssis de véhicule. Afin de réduire l'importance de l'erreur lorsque les valeurs de force ou de moment sont faibles, un gain est appliqué pour réduire l'erreur lorsque la force ou le moment sont inférieurs à un certain seuil. Dans cette étude, les seuils retenus sont 500 N et 5 Nm, jugés comme négligeables dans une étude de dimensionnement de châssis.



Un gain est donc appliqué sur l'erreur entre les deux signaux, en fonction de la somme des valeurs absolues du signal de référence et du signal évalué. Ce gain croît linéairement entre zéro et un lorsque la somme des valeurs absolues est inférieure à 500 N, pour les forces, ou 5 Nm, pour les moments, puis reste égal à un lorsque la somme des valeurs absolues est plus grande que ces seuils.

Le gain pour réduire l'influence de l'erreur est ainsi défini comme :

$$g(t) = \min \left( 1, \frac{|F(t)| + |S(t)|}{[500N; 5Nm]} \right) \quad (6.6)$$

Pour obtenir ensuite un nombre adimensionnel et pouvoir comparer facilement les erreurs dans les différents degrés de liberté, une erreur relative sera utilisée : la valeur RMS de l'erreur obtenue sera divisée par la valeur RMS du signal de référence.

Ainsi :

$$R = \frac{RMS(g(t).e(t))}{RMS(F(t))} \quad (6.7)$$

Pour chacun des points d'ancrage et chacun des degrés de liberté, un nombre adimensionnel  $R$  est donc créé. Il est une représentation de précision des efforts prédits par la simulation semi-analytique, par rapport aux efforts de référence créés par la simulation analytique complète.

Il est ensuite possible d'afficher les résultats dans un tableau comme celui présenté à la Figure 6.4. Chaque ligne correspond à un point d'ancrage au châssis : les trois premières colonnes correspondent aux forces dans les trois axes X, Y et Z, et les trois autres correspondent aux moments suivant les mêmes axes. Chaque case peut être colorée en fonction de la valeur adimensionnelle qui correspond à l'erreur. Un tableau visuel très simple est ainsi créé pour connaître les erreurs et comparer les méthodologies entre elles. L'image ci-dessous présente un exemple de résultats pour une manœuvre et une méthodologie semi-analytique; plus une case est sombre, plus le pourcentage d'erreur est élevé.

Les quatre premières lignes correspondent aux points d'ancrage des triangles de suspension droits, les quatre suivantes à ceux des triangles gauches; la neuvième ligne correspond au pivot de bras oscillant arrière. Les quatre lignes suivantes désignent les points d'ancrage du moteur. La quatorzième ligne correspond à la fixation de l'amortisseur arrière, les deux suivantes aux fixations de la barre stabilisatrice au châssis, et les deux dernières lignes correspondent aux fixations des amortisseurs avant.

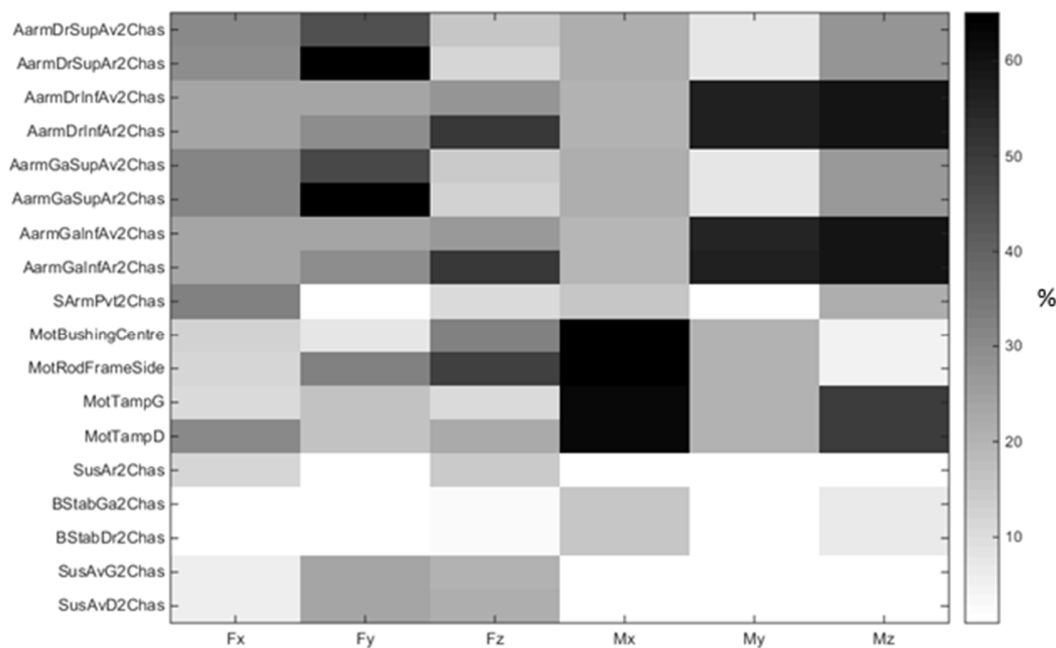


Figure 6.4 : Exemple de tableau de résultats pour une manœuvre sur une rampe, avec la méthode du châssis fixé

## 6.4. Détermination de la meilleure méthode

Dans cette section, les résultats de chaque méthode sont exposés et un choix de la méthode la plus performante est fait.

Pour déterminer la méthode qui donne les meilleurs résultats, divers tests ont été réalisés sur diverses scénarios analytiques complets. Dans cette section, on présente uniquement les résultats de tests qui ont été réalisés avec la manœuvre de la rampe raide, décrite à la Figure 5.4. Une simulation analytique complète de référence a été réalisée ainsi que différentes simulations semi-analytiques. C'est cette manœuvre qui a fait apparaître le plus d'écart entre les différentes méthodes. En plus des tableaux de nuances de gris, un tableau présentant l'erreur moyenne, minimale et l'écart type des valeurs contenues dans les tableaux de gris, a été créé.

- Châssis Fixe

Les premiers résultats correspondent à la méthode avec châssis fixé, décrite à la sous-section 6.2.1, la figure 6.5 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.1.

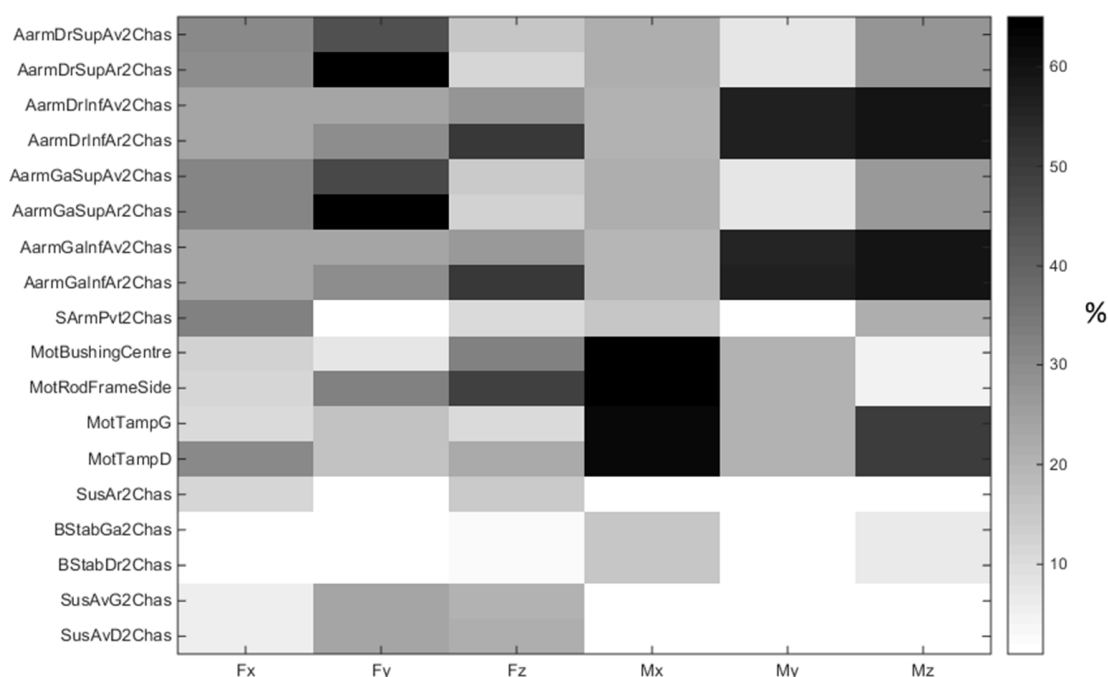


Figure 6.5 : Tableau de résultats pour l'essai sur rampe raide avec véhicule fixé

Tableau 6.1 : Résumé des résultats pour l'essai sur une rampe raide avec véhicule fixé

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
24,32	77,04	19,34

Dans ces résultats, il est possible de voir que les efforts transmis au niveau de la suspension avant et des supports moteurs présentent de forts niveaux d'erreur. En effet, les effets d'inertie liés au moteur ne sont pas représentés car le châssis est fixe. Les efforts transmis via les paliers de la barre stabilisatrice sont représentés avec un niveau d'erreur moindre, visible sur les lignes 15 et 16. Ce niveau d'erreur est lié à la faible masse de la barre stabilisatrice qui la rend moins sensible aux effets inertiels, mais aussi à la simplicité des sollicitations qu'elle subit, puisqu'elle est liée au châssis par une liaison pivot parfaite et à la biellette de barre stabilisatrice par une liaison rotule.

- Véhicule déplacé

La méthode utilisée pour obtenir ces résultats est celle décrite à la sous-section 6.2.2, où le mouvement du châssis est imposé par une liaison encastrement, la figure 6.6 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.2.

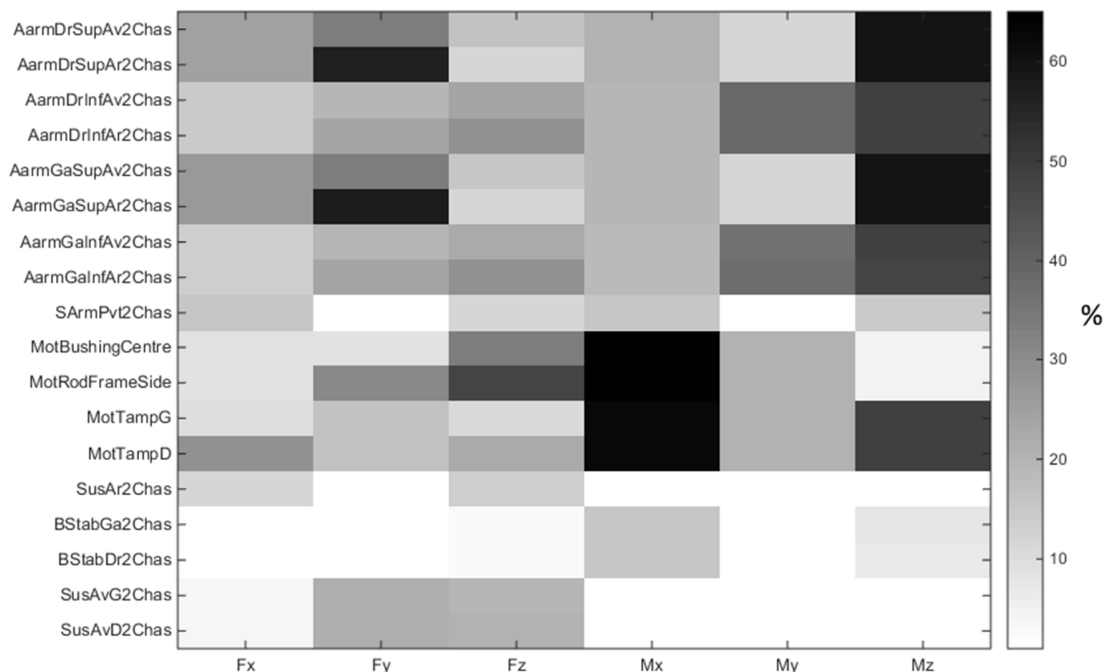


Figure 6.6 :Tableau de résultats pour l'essai sur rampe raide avec la position du châssis imposée par une liaison encastrement

Tableau 6.2 :Résumé des résultats pour l'essai sur rampe raide avec la position du châssis imposée par une liaison encastrement

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
22,01	63,21	17,40

Lorsque le véhicule est déplacé, les erreurs aux triangles de suspension diminuent, car la bonne orientation du châssis permet l'orientation des composantes de la suspension avant, donc une meilleure représentation de l'action de la gravité. Cependant, en raison des problèmes de causalité évoqués au 6.2.2, les niveaux d'erreur restent importants.

- Véhicule contrôlé à l'origine

Les résultats présentés à cette page sont ceux obtenus en utilisant la méthode décrite à la sous-section 6.2.3 : des efforts sont appliqués sur le châssis pour contrôler sa position. Ici, la consigne de contrôle est l'origine du repère de référence. Le châssis est donc contrôlé autour de l'origine. La figure 6.7 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.3.

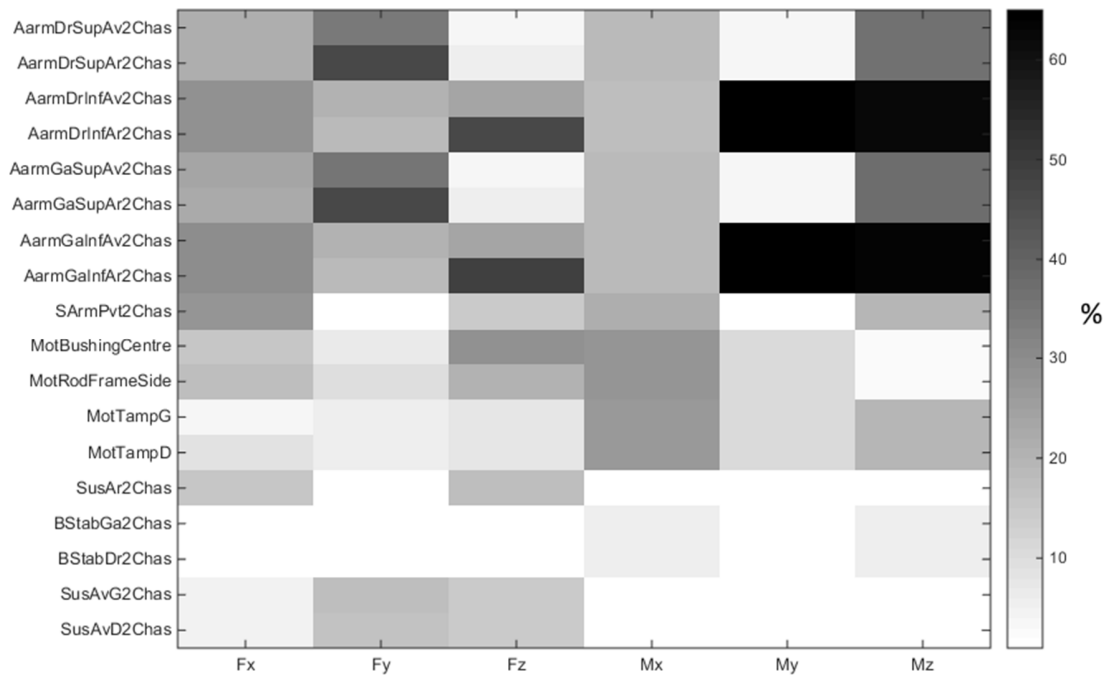


Figure 6.7 :Tableau de résultats pour l'essai sur rampe raide avec la position du châssis contrôlée autour de l'origine du repère de simulation

Tableau 6.3: Résumé des résultats pour l'essai sur rampe raide avec la position du châssis contrôlée autour de l'origine du repère de simulation

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
19,11	67,86	17,90

Lorsque le véhicule est contrôlé autour de l'origine, le contrôleur permet des déplacements à haute fréquence autour de la position d'origine du véhicule, tout en s'assurant que, en régime permanent, le châssis revienne à l'origine du repère. Les effets d'inertie sont mieux représentés, comme on peut le voir aux lignes 10 à 13, où les erreurs sur les tampons moteur ont diminué. Cependant, les efforts transmis par les suspensions avant et arrière ne sont toujours pas correctement représentés.

- Véhicule libre, contrôlé à la position enregistrée

Les résultats présentés ici ont aussi été obtenus avec la méthode décrite au 6.2.3, mais où la consigne de position fournie au contrôleur est la position du châssis enregistrée lors de la simulation de référence. La figure 6.8 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.4.

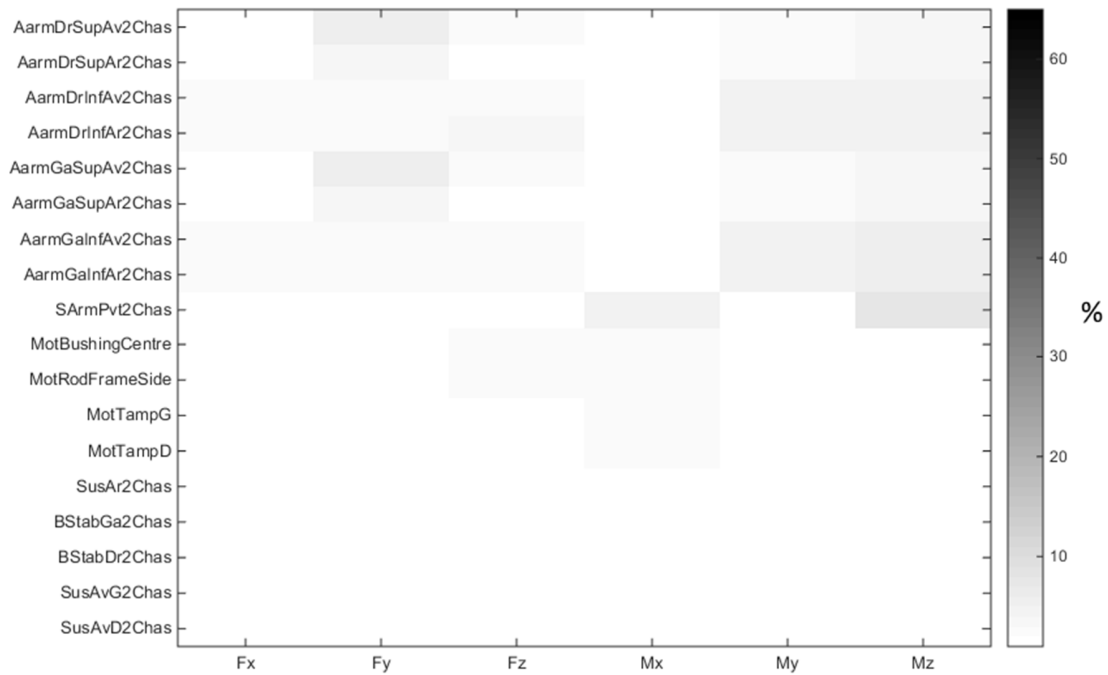


Figure 6.8 : Tableau de résultats pour l'essai sur rampe raide avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence

Tableau 6.4 : Résumé des résultats pour l'essai sur rampe raide avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
1,21	6,43	1,27

La dernière méthode semi-analytique avec le châssis contrôlé en position donne les meilleurs résultats. Ces essais ont été réalisés avec un châssis rigide et un contrôleur agressif.

Les coefficients du contrôleur sont les suivants et sont utilisés dans l'ensemble des autres simulations utilisant cette méthode:

- Gain pour les forces en translation: 500 kN/m
- Amortissement en translation: 1kNs/m
- Gain pour les moments en rotation: 300 kNm/rad
- Amortissement en rotation: 1kNms/rad.

Lors des manœuvres, le contrôleur applique des efforts maximums de l'ordre de 500 N et des moments maximums de l'ordre de 500 Nm. Le moment appliqué est plus élevé que le seuil jugé négligeable, cependant ce n'est pas cet effort qui est pris en compte lors de l'évaluation des efforts entrants aux points d'interface du châssis. De plus, avec l'utilisation d'un châssis rigide, des efforts de contrôle importants n'auront pas d'incidence, mais le contrôle devra être modifié pour l'utilisation future d'un châssis flexible, en effet l'application d'actions mécaniques importantes sur un corps flexible va nécessairement modifier sa réponse.

La méthode semi-analytique avec contrôle en position du châssis apparaît comme celle permettant de prévoir avec le plus de précision les efforts transmis au châssis aux points d'interface de la suspension et du moteur. Pour s'assurer que les résultats qu'elle fournit ne dépendent pas de la manœuvre testée, elle a été testée sur les différentes manœuvres à la section 6.5

## 6.5. Vérifications de la méthode

Dans cette section, pour s'assurer que la méthode semi-analytique avec châssis contrôlé donne bien des résultats satisfaisants pour tous les types de manœuvres envisagés, elle a été testée pour tous les cas suivants.

- Slalom sur une route plane

Une simulation a été réalisée pour le scénario de slalom sur une route plane, avec la méthode où le châssis est contrôlé autour de la trajectoire de référence. La figure 6.9 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.5.

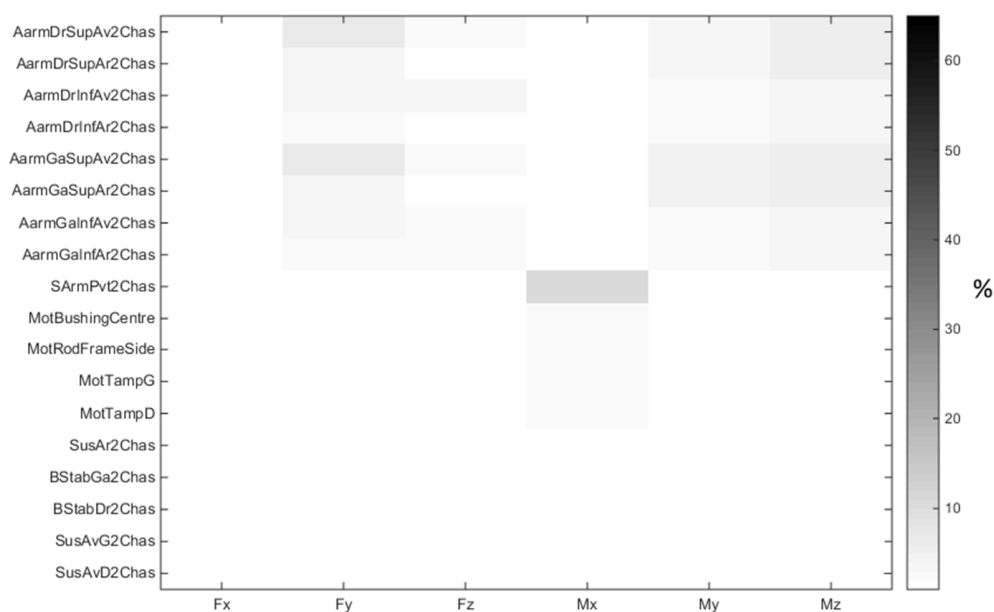


Figure 6.9 : Tableau des résultats pour le scénario de slalom avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence.

Tableau 6.5 : Résumé des résultats pour le scénario de slalom avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
1,15	9,27	1,54

Lors de la manœuvre de slalom, les niveaux d'erreur observées avec la méthode semi-analytique qui contrôle le châssis autour de la position de référence restent dans le même ordre de grandeur que ceux observés dans la manœuvre de la rampe raide. On observe un maximum d'erreur dans le moment autour de l'axe X transmis par le pivot de la suspension arrière, en effet, la modélisation de cette liaison par un seul pivot au centre des deux paliers réels conduit à la présence de moments élevés car un effort faible génère d'importants moments dans la liaison dus au bras de levier du bras oscillant.



- Rampe sur roue gauche

Une simulation a été réalisée pour le scénario de passage sur une rampe placée vis-à-vis de la roue gauche, avec la méthode où le châssis est contrôlé autour de la trajectoire de référence. La figure 6.10 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.6.

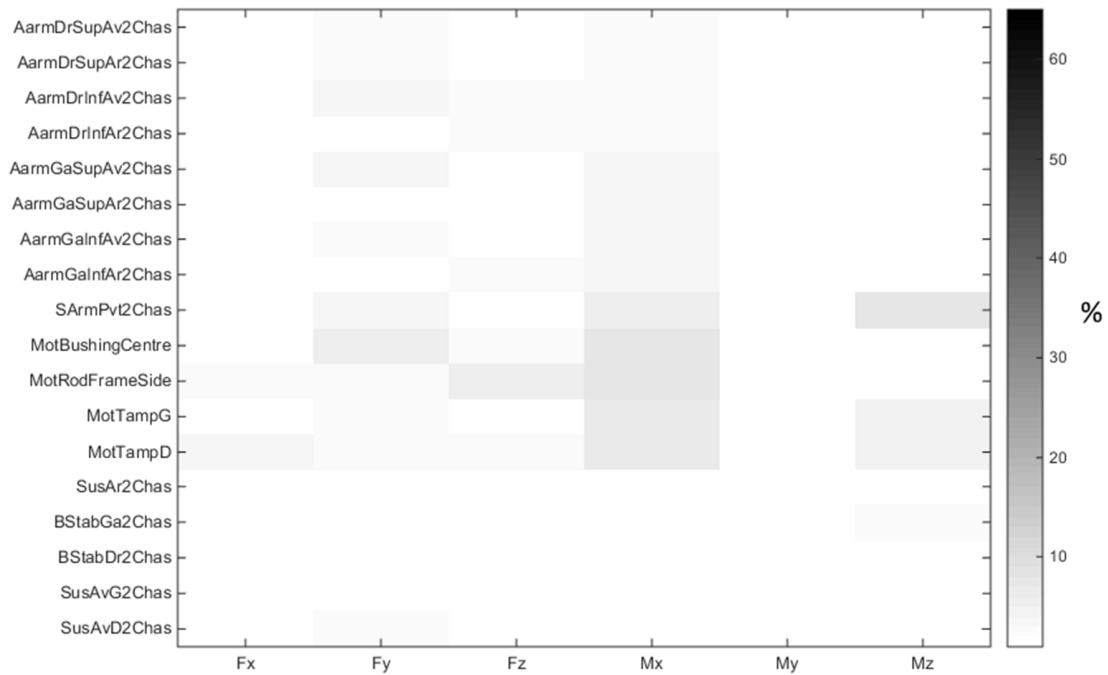


Figure 6.10 : Tableau des résultats pour le scénario de rampe sous la roue gauche, avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence.

Tableau 6.6 : Résumé des résultats pour le scénario de rampe sous la roue gauche, avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence.

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
1,18	6,61	1,52

On observe pour cette manœuvre des conclusions similaires à celles observées plus haut. Les niveaux d'erreurs sont plus faibles, ce qui peut être expliqué par la plus faible dynamique de cette manœuvre par rapport à celles décrites précédemment, les roues ne quittant jamais le sol.

- Rampe sur roue arrière

Une simulation a été réalisée pour le scénario de passage sur une rampe placée vis-à-vis de la roue arrière, avec la méthode où le châssis est contrôlé autour de la trajectoire de référence. La figure 6.5 décrit l'ensemble des résultats et ils sont résumés au tableau 6.1.

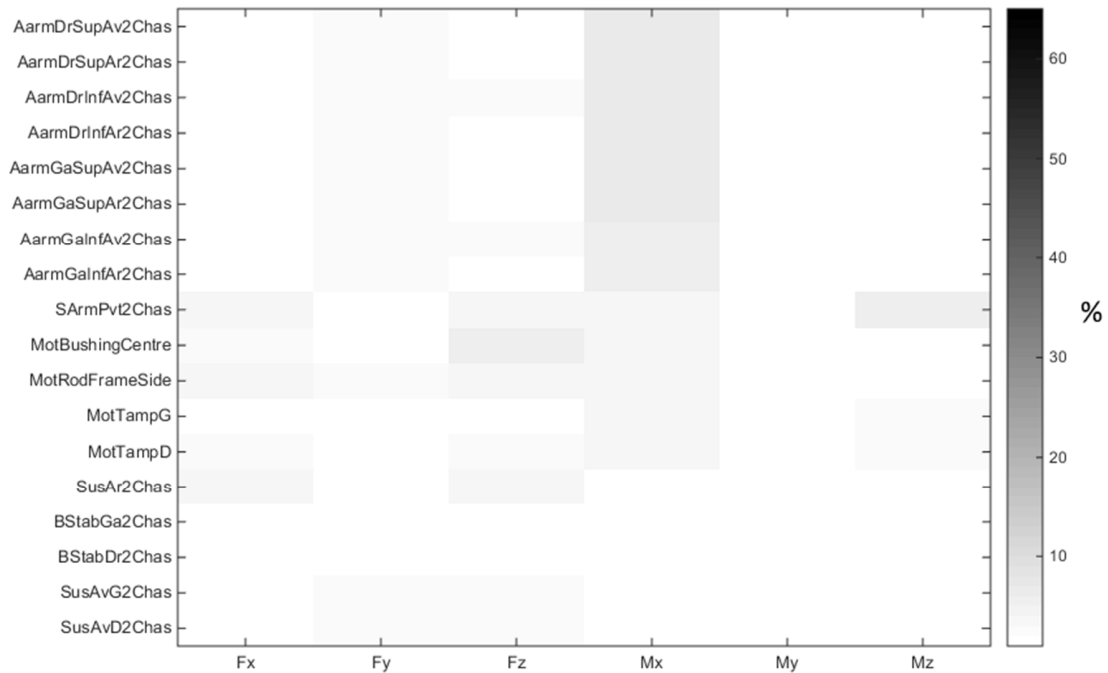


Figure 6.11 : Tableau des résultats pour le scénario de rampe sous la roue arrière, avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence

Tableau 6.7 : Tableau des résultats pour le scénario de rampe sous la roue arrière, avec le châssis contrôlé autour de la trajectoire de référence

Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
1,26	5,61	1,50

De la même manière que pour la rampe sous la roue gauche, les niveaux d'erreur sont faibles, en raison de la faible dynamique de la manœuvre.

Les résultats pour ces différentes manœuvres confirment que la méthodologie semi-analytique avec le déplacement du châssis contrôlé autour de la position enregistrée donne de bons résultats. Les manœuvres ont aussi été réalisées avec les autres méthodes semi-analytiques et la méthode semi-analytique avec châssis contrôlé autour de la position de référence est toujours celle qui donne les meilleurs résultats. C'est donc celle qui sera retenue dans la suite de l'étude.

## 7. ÉTUDE DE SENSIBILITÉ

Pour étudier l'influence des simplifications sur la précision des résultats, des simulations analytiques complètes ont été faites, puis des simulations semi-analytiques ont été réalisées en prenant en compte ou non certaines simplifications.

Pour étudier certaines sensibilités, comme celles à la flexibilité des pièces, les simulations analytiques complètes ont été faites avec le modèle flexible, puis les simulations semi analytiques ont été réalisées avec corps flexible ou non.

Les modifications étudiées ont été la prise en compte de la vitesse de rotation des roues, de la flexibilité des suspensions avant et arrière, et une variation de la fréquence d'acquisition.

### 7.1. Contrôle en vitesse de la roue

Le contrôle en vitesse de la roue a été réalisé pour s'assurer que les vitesses des roues correspondent entre les simulations semi-analytiques et les simulations de référence. Si l'information de vitesse à la roue n'est pas disponible, il est possible de remplacer le contrôle de la vitesse de rotation de la roue par un frottement qui limite la vitesse à laquelle elle peut tourner. En effet, si la roue est laissée libre sans frottement, et qu'on applique un moment sur la roue, la vitesse va diverger de la même façon que le pendule à la section 6.2.3. Un frottement permet de limiter la vitesse de rotation de la roue et assure qu'il n'y aura pas d'efforts parasites liés, par exemple, à des effets gyroscopiques.

L'étude a été réalisée pour le cas du freinage d'urgence sur les roues avant, qui applique des moments importants sur les roues et où le contrôle de leur vitesse de rotation peut avoir une grande importance.

Dans la simulation semi analytique où le contrôle en rotation a été remplacé par du frottement, un moment a été appliqué sur le moyeu, en suivant l'équation :

$$m = -c * \omega \quad (7.1)$$

où  $m$  désigne le moment appliqué sur la roue,  $c$  est un coefficient constant : 10 Nm/rad/sec et  $\omega$  est la vitesse de rotation de la roue. Un moment est donc appliqué sur la roue en fonction de sa vitesse de rotation pour la diminuer.

La figure 7.1 présente les résultats avec contrôle de la roue et la figure 7.2 présente les résultats avec frottement à la roue. Le tableau 7.1 permet de résumer la comparaison des deux expériences.

Les résultats sont les suivants pour le test de freinage d'urgence.

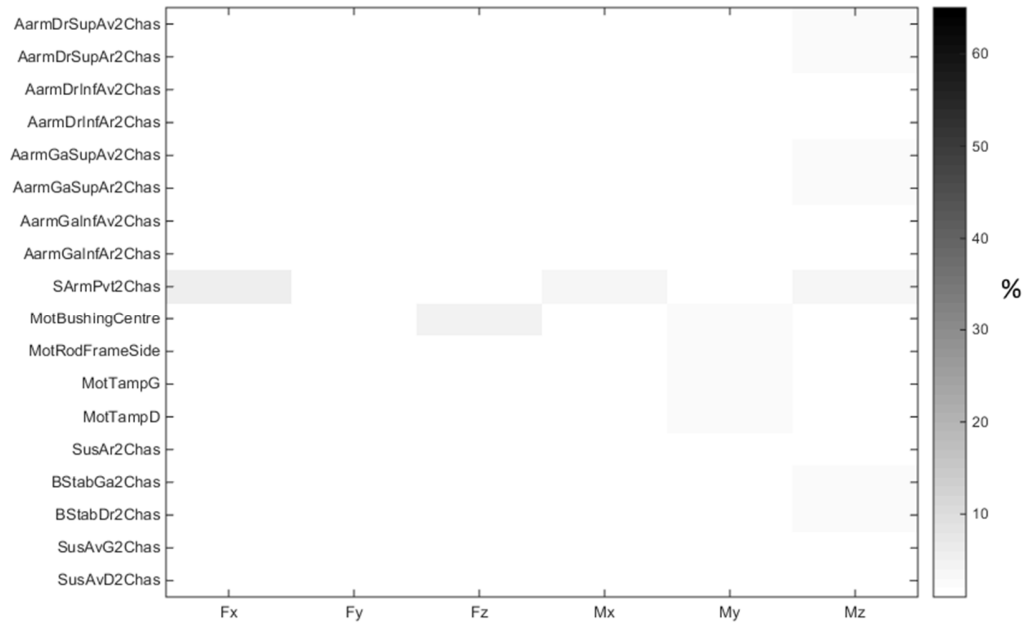


Figure 7.1 : Résultats avec contrôle de la roue

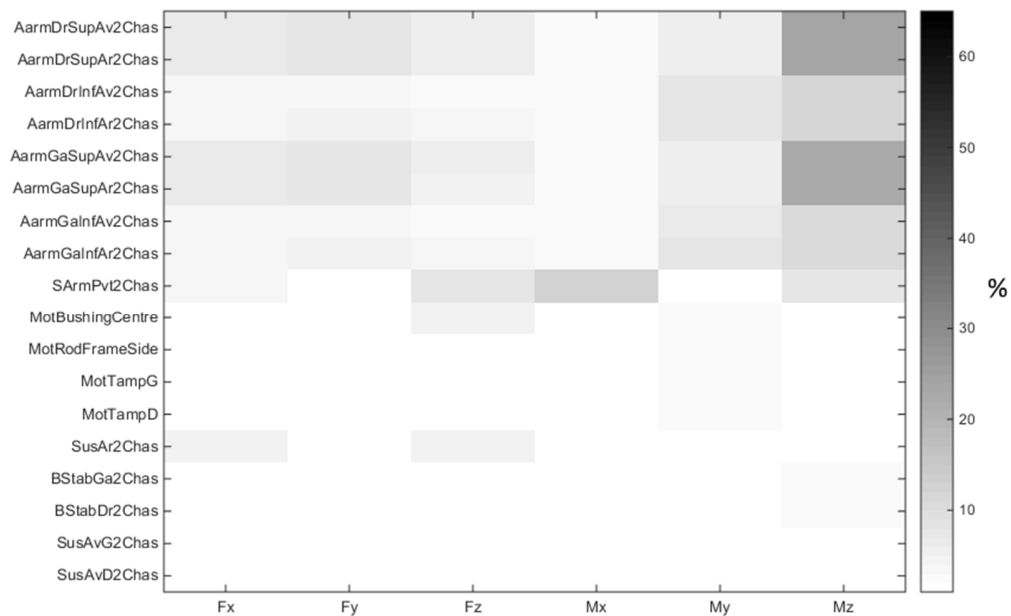


Figure 7.2 : Résultats avec frottement à la roue

Tableau 7.1 : Comparaison des résultats pour le contrôle de la vitesse de rotation de la roue

	Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
Frottement	3.37	22.25	4.68
Contrôle	0.42	4.11	0.69

Un écart significatif est donc observé suivant la prise en compte de la vitesse de rotation des roues. L'effort de modélisation nécessaire pour réaliser un contrôleur de vitesse de rotation des roues est très faible devant les améliorations apportées sur la précision des résultats, d'autant qu'en pratique, l'information de vitesse de rotation des roues est fournie de façon précise par les roues instrumentées.

## 7.2. Suspension avant flexible

Toutes les pièces mécaniques soumises à un chargement subissent des déformations. Simpack permet la modélisation de corps flexibles via la méthode de Craig-Bampton de reconstruction modale. Les triangles de suspension avant ont été intégrés dans le modèle MBD de véhicule. Une image de ces triangles de suspension avant flexibles est présentée dans la figure ci-dessous.

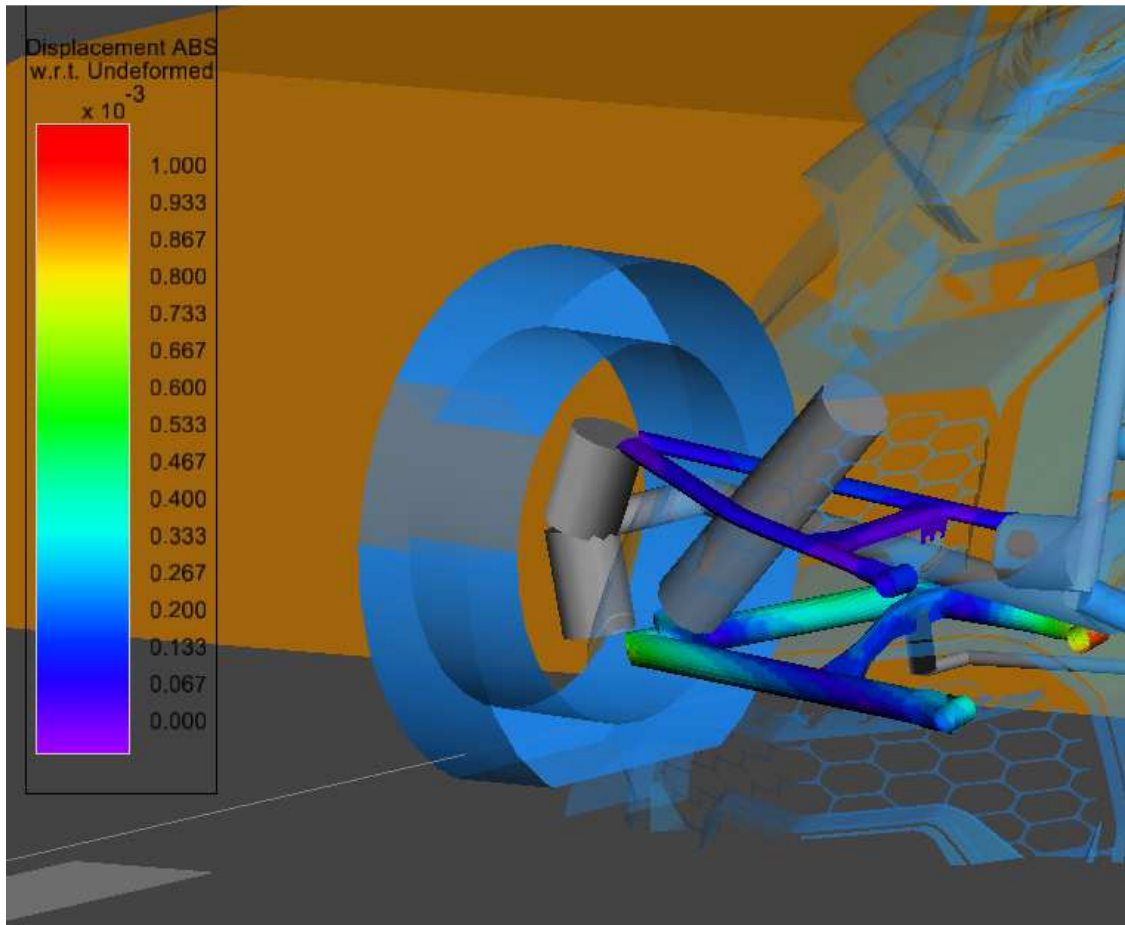


Figure 7.3 : Suspension avant avec triangles flexibles dans Simpack

Dans la simulation MBD, il est possible de prendre en compte les déformations et flexibilités des pièces de suspension. Pour ce faire, une simulation analytique complète du scénario de la rampe raide a été réalisée avec les triangles de suspension avant flexibles. Les signaux d'efforts aux roues ont ensuite été utilisés pour réaliser deux simulations semi-analytiques avec position du châssis contrôlée, l'une avec les triangles flexibles, l'autre avec des triangles rigides.

La figure 7.4 présente les résultats avec la suspension avant flexible et la figure 7.5 présente les résultats avec suspension avant rigide. Le tableau 7.2 permet de résumer la comparaison des deux expériences.

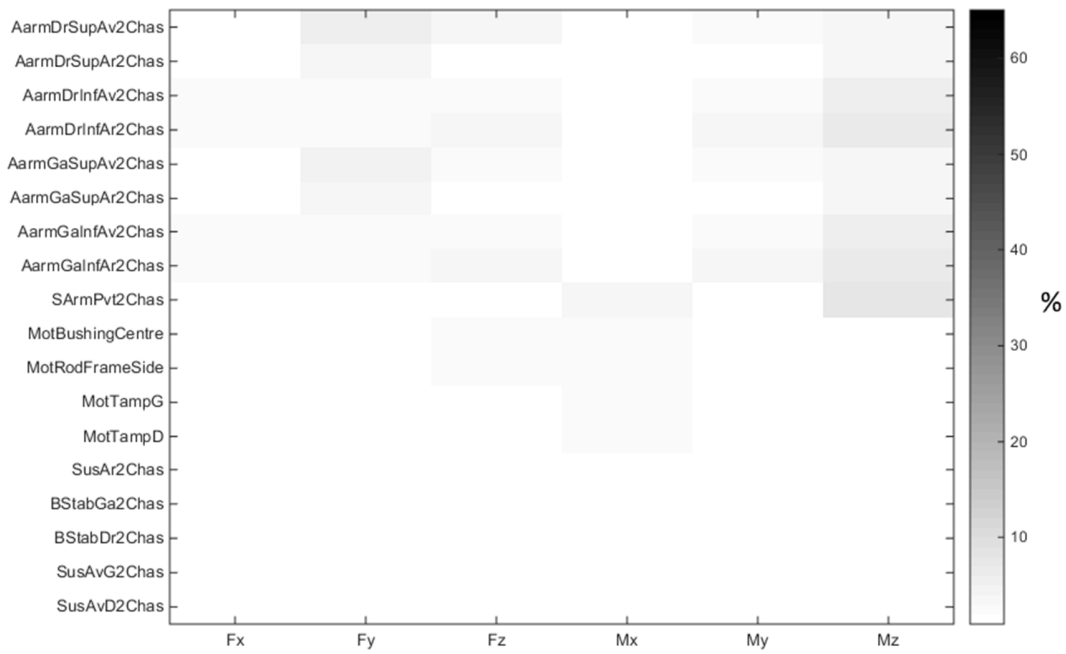


Figure 7.4 : Résultats avec suspension avant flexible

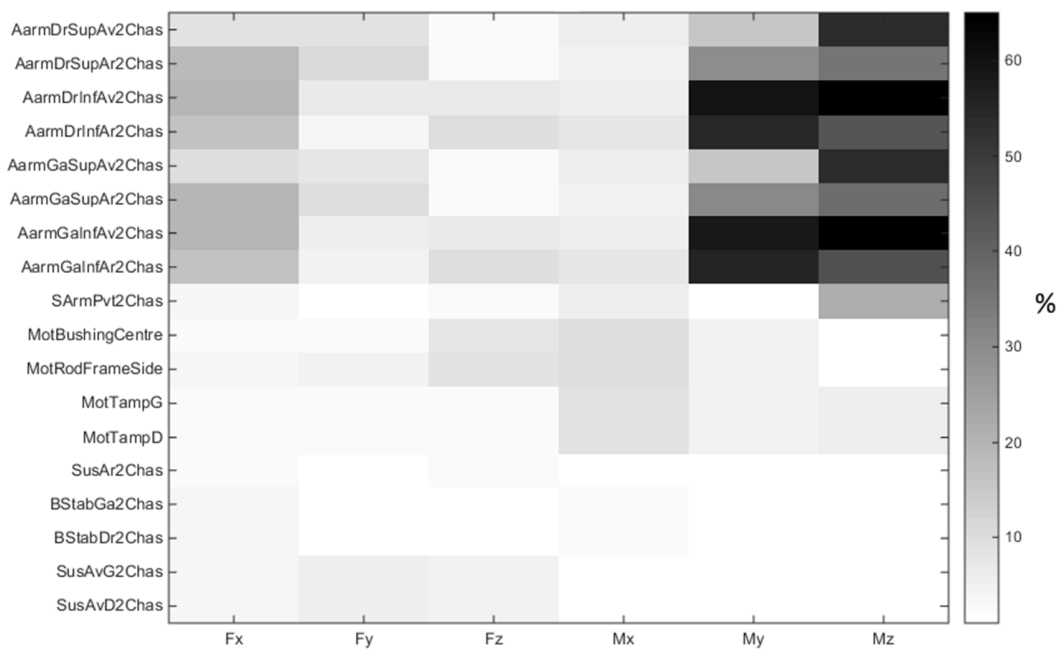


Figure 7.5 : Résultats avec suspension avant rigide

Tableau 7.2 : Comparaison des résultats pour la suspension avant flexible

	Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
Triangles rigides	11.5	88.1	18.0
Triangles flexibles	1.28	6.55	1.16

Des écarts apparaissent principalement au niveau des moments qui sont transmis par les paliers des triangles de suspension. En effet, avec les triangles flexibles, les moments transmis dans les paliers sont plus importants en raison de la torsion des bras, qui n'apparaît pas avec les triangles rigides.

L'importance de considérer les triangles de suspension flexible apparaît nettement dans cet essai, avec une perte de précision importante lorsqu'ils sont modélisés comme des corps rigides. Les retours d'expérience issus de l'industrie indiquent que la flexibilité des triangles de suspension est importante à prendre en compte, car leurs déformations influent sur la géométrie de suspension et donc sur le comportement du véhicule. De plus, dans l'exemple précis du véhicule considéré, la construction tubulaire des triangles de suspension, avec des longues sections sans renfort, les rend sujets à d'importantes déformations lors du fonctionnement normale du véhicule. Il est donc important de prendre en compte leurs flexibilités, d'autant que l'intégration de corps flexibles dans les logiciels de simulations MBD est aisée. La principale difficulté est liée au calcul des modes propres de la pièce par la méthode des éléments finis. Dans une modélisation d'un véhicule physique, des expériences pour vérifier la corrélation du modèle flexible doivent être menées pour s'assurer que le corps flexible présent dans la simulation MBD représente bien fidèlement le comportement de la pièce réelle.



### 7.3. Suspension arrière flexible

De la même manière que pour la suspension avant, la prise en compte de la flexibilité du bras oscillant est étudiée, le bras, pièce maîtresse de la suspension arrière, a été modélisé dans un logiciel de modélisation par la méthode des éléments finis, puis inclus dans le modèle MBD.

Les simulations ont de nouveau été menées sur le scénario de la rampe raide, avec tout d'abord une simulation analytique complète avec suspension arrière flexible, puis deux simulations semi-analytiques avec et sans bras oscillant flexible, présenté à la figure ci-dessous.

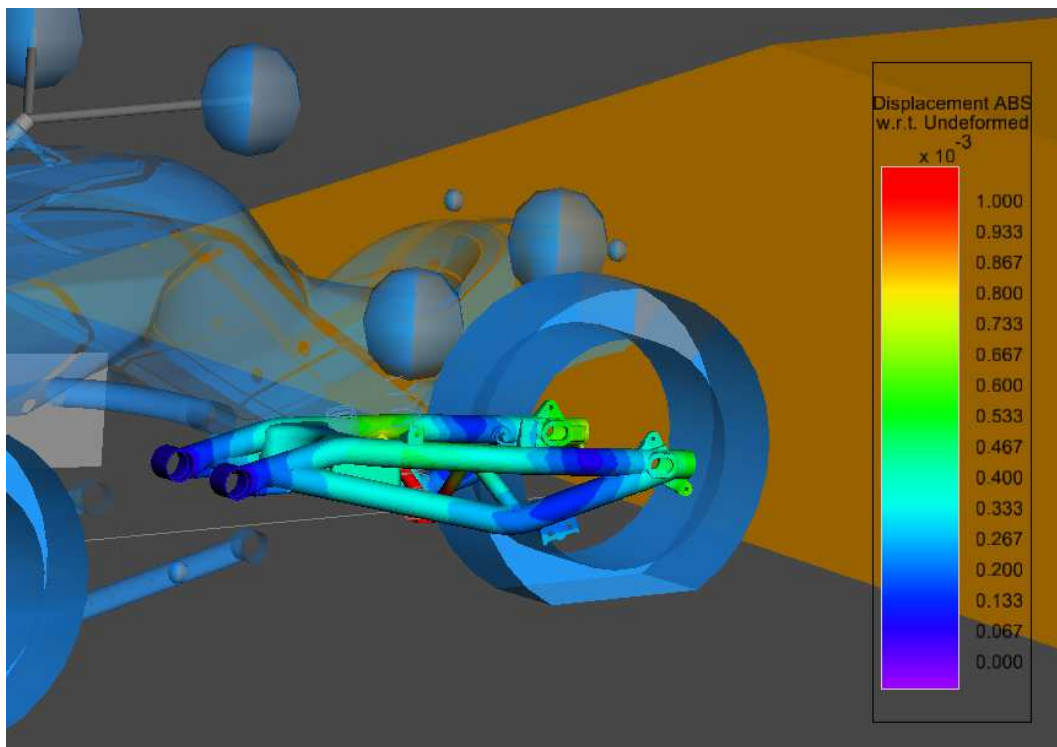


Figure 7.6: Bras de suspension arrière flexible

La figure 7.7 présente les résultats La suspension arrière flexible et la figure 7.8 présente les résultats avec la suspension arrière rigide. Le tableau 7.3 permet de résumer la comparaison des deux expériences.

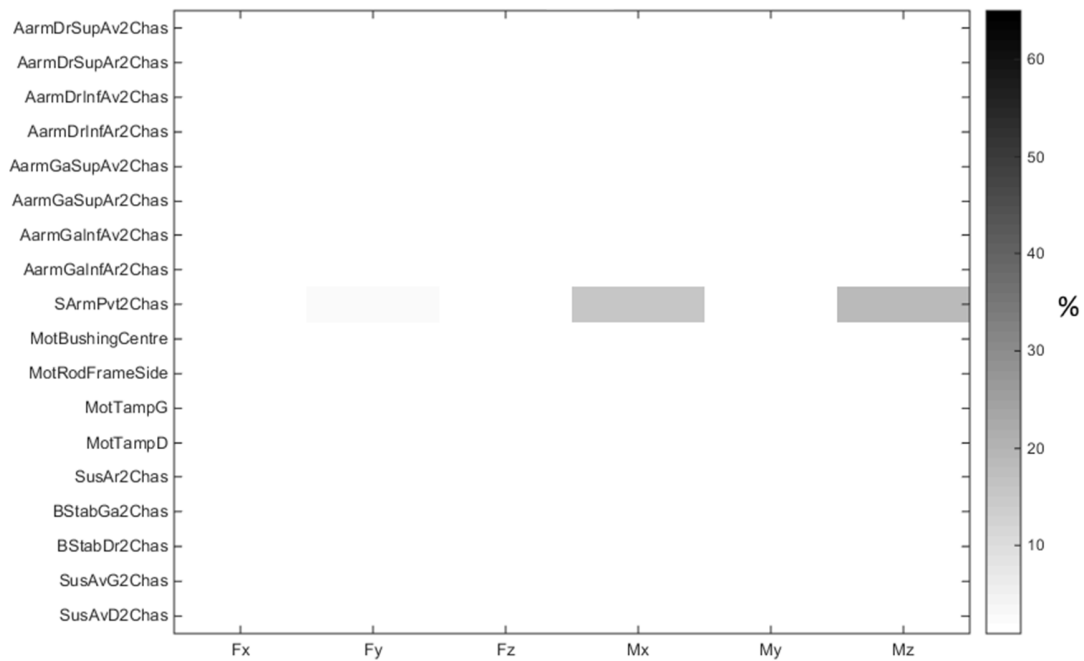


Figure 7.7 : : Résultats avec suspension arrière flexible

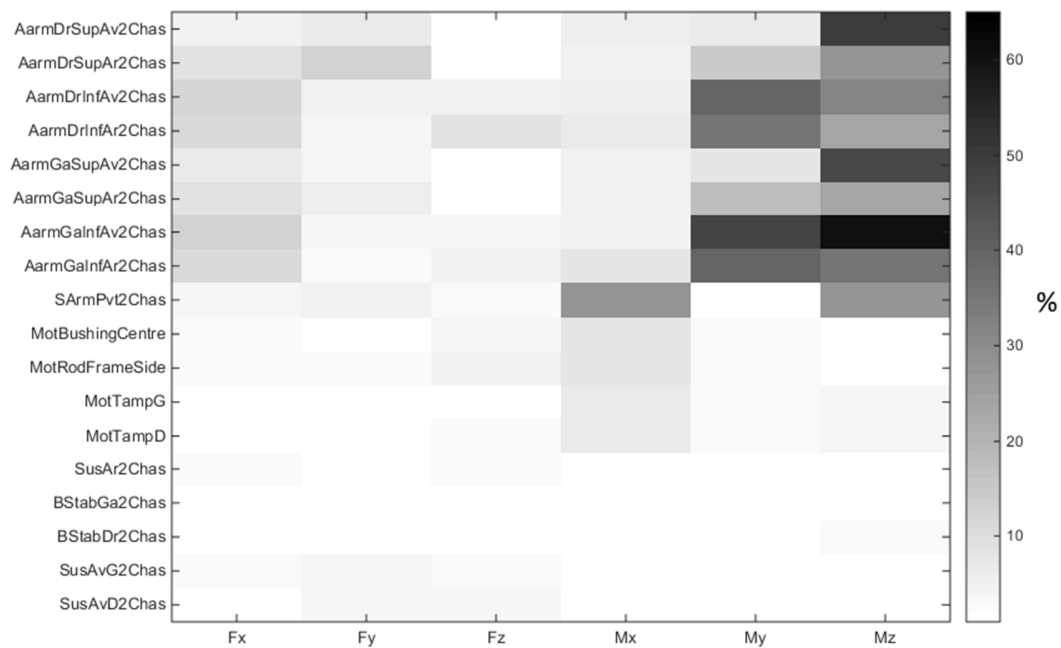


Figure 7.8 : Résultats avec suspension arrière rigide

Tableau 7.3 : Comparaison des résultats pour la suspension arrière flexible

	Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
Bras rigide	7.78	59.6	12.5
Bras flexible	0.46	17.3	2.24

Dans la simulation avec le bras oscillant flexible, il y a des erreurs importantes au niveau des efforts transmis au niveau de la liaison entre le bras oscillant et le châssis, en particulier au niveau des moments transmis.

Il est possible d'observer plus en détails l'allure de courbes obtenues sur la Figure 7.9 :

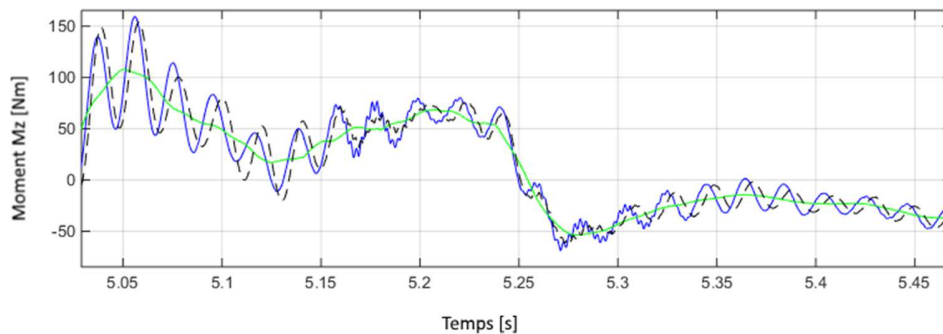


Figure 7.9 : Moment en Z transmis par le pivot de suspension arrière lors de l'essai sur rampe raide

En pointillés le moment transmis dans la simulation analytique complète, en bleu et trait plein, le moment transmis dans la simulation semi-analytique avec le bras flexible, et en vert, plus clair celui avec le bras flexible.

Les signaux bleus et pointillés sont très proches mais présentent un déphasage. Le signal vert, issu du modèle rigide, montre la même tendance que les signaux avec corps rigides, mais sans oscillation à plus haute fréquence.

Avec la méthode de représentation des erreurs choisie, qui se base sur la différence instantanée entre les signaux, un déphasage produit une erreur importante.

En fatigue cependant, c'est le nombre de cycles qui est important et un déphasage n'influe pas sur le nombre de cycles subis.

La fréquence du signal est aussi importante, car elle correspond à la fréquence d'un mode propre du bras oscillant déterminée dans l'analyse par la méthode des éléments finis ayant permis de générer la représentation modale du corps flexible. Cette fréquence est une fréquence de résonance et il est possible que les résultats soient faussés. Une paramétrisation attentive des coefficients d'amortissement de chaque mode propre basée sur une étude vibratoire doit être effectuée pour s'assurer que le comportement de la structure soit réaliste. Des essais physiques peuvent aussi permettre de valider que les déformations obtenues en MBD correspondent bien aux déformations réelles.

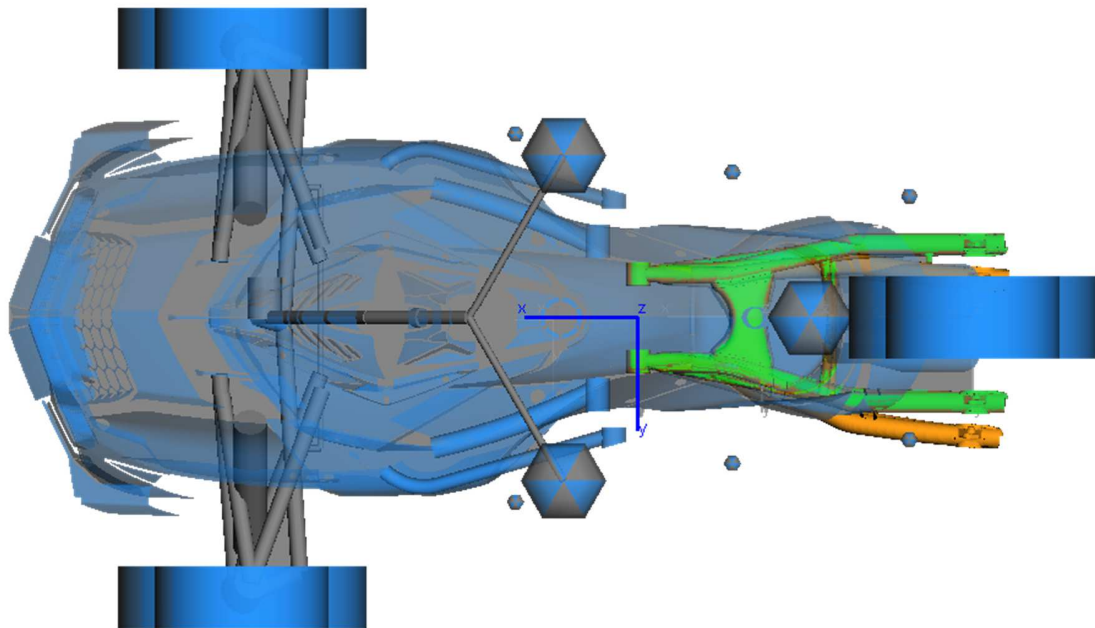


Figure 7.10 : Premier mode du bras de suspension

De plus, des erreurs apparaissent en raison de la manière de modéliser le bras oscillant. En effet, dans la modélisation MBD, il est relié au châssis par l'intermédiaire d'une seule liaison pivot, tandis qu'en réalité, il est relié au châssis par l'intermédiaire de deux pivots, comme montré dans la Figure 7.10. La liaison unique créée en MBD supporte des moments qui sont en réalité des forces sur chacun des deux pivots.

L'intégration d'une suspension arrière flexible améliore grandement les résultats. Cependant, l'exemple du bras oscillant met en lumière l'attention à porter sur le paramétrage des corps flexibles et sur la mise en place du modèle pour obtenir des résultats corrects. Il faudrait par exemple remplacer la liaison pivot parfaite en un seul point du modèle MBD par deux paliers simples avec une rigidité très grande.

#### 7.4. Fréquence d'acquisition

Lors d'acquisitions de données réelles, la fréquence d'acquisition des capteurs est une donnée très importante. Il est important de connaître la fréquence requise pour pouvoir planifier l'achat de capteurs et leur paramétrage.

Deux simulations semi-analytiques de la manœuvre sur rampe raide ont été réalisées : une avec une fréquence d'acquisition de 200 Hz et une autre avec une fréquence de 2000 Hz

Les simulations semi-analytiques ont ensuite été réalisées avec les signaux à 200 Hz et à 2000 Hz, et leurs résultats ont été comparés à ceux de la simulation analytique complète à 2000 Hz. Les résultats avec l'acquisition réalisée à 200 Hz sont présentés à la figure 7.11, ceux avec l'acquisition à 2000 Hz sont présentés à la figure 7.12. Un résumé de la comparaison est présenté au tableau 7.4.

Les résultats sont les suivants :

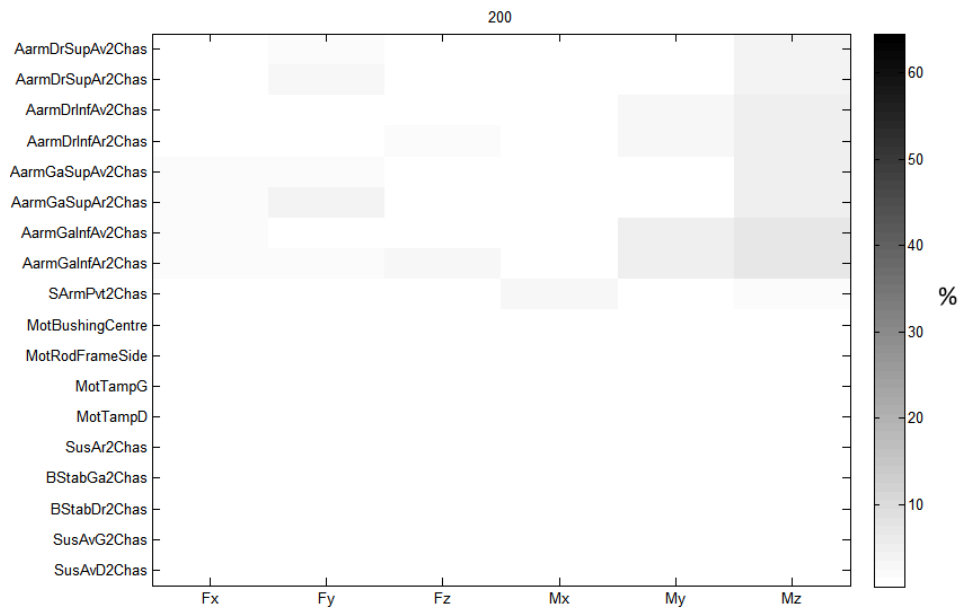


Figure 7.11 : Résultats avec acquisition à 200 Hz

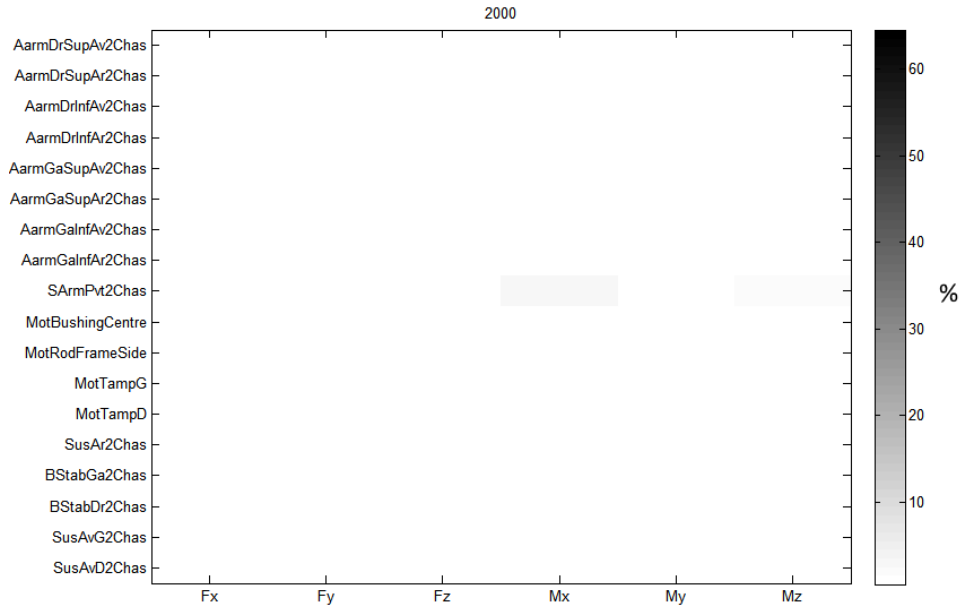


Figure 7.12 : Résultats avec acquisition à 2000 Hz

Tableau 7.4 : Comparaison des résultats selon la fréquence d'acquisition

	Erreur moyenne [%]	Erreur Max [%]	Écart type [%]
200 Hz	1.00	6.33	1.41
2000 Hz	0.20	2.18	0.28

Il est facile de constater l'amélioration apportée, qui est toutefois moins importante que l'influence des flexibilités des composants. Cependant, au vu des résultats obtenus, utiliser une fréquence de 2000 Hz est recommandé, et cette fréquence est généralement la fréquence d'acquisition maximale des roues instrumentées.

Pour la reconstruction de trajectoire, les GPS inertiels sont souvent limités à des fréquences de l'ordre de 200 Hz, ce qui limitera nécessairement la précision des résultats.

## 8. CONCLUSION

Pour la conception d'un châssis de véhicule, il est important de connaître les actions mécaniques auxquelles il va être soumis. Pour les déterminer, il existe des méthodes dites « semi-analytiques » qui exploitent des données mesurées par des roues instrumentées lors d'essais physiques. Ces méthodes se basent sur des simulations MBD et permettent de déterminer les efforts et moments subis par le châssis à tous ses points d'interface avec la suspension, le moteur, la transmission, *etc.* Il existe différentes façons de mettre en place une simulation semi-analytique, cependant il n'existait pas d'étude comparative de différentes méthodes pour déterminer celle qui fournit les résultats les plus précis d'efforts et de moments au châssis.

L'étude menée a visé à créer un outil de comparaison puis à déterminer la méthode la plus performante. Pour ce faire, différentes simulations analytiques complètes avec une route virtuelle et un modèle de pneu ont été effectuées pour remplacer des expériences réelles. De ces simulations ont été extraites des données d'efforts et de moments aux roues, de trajectoire du châssis; et les actions mécaniques subies par le châssis. Les données de trajectoire et les actions mécaniques aux roues ont été exploitées dans différents types de simulations semi-analytiques, sans modèle de pneu ni de route, pour déterminer les forces et moments subis par le châssis. La précision de ces résultats a été comparée par rapport à ceux de référence, fournis par la simulation analytique complète. Il a ainsi été déterminé que la méthode semi-analytique qui détermine de la façon la plus précise les actions mécaniques au châssis est celle qui consiste à appliquer sur les moyeux du véhicule les efforts et moments enregistrés par les roues instrumentées, et à utiliser un algorithme de contrôle pour corriger la position et l'orientation du châssis, et la vitesse de rotation des roues pour qu'elles correspondent à celles enregistrés dans l'expérience de référence.

Une fois la méthode la plus précise déterminée, sa sensibilité à diverses simplifications de modélisation a été étudiée. La prise en compte des flexibilités des composants de suspension améliore significativement les résultats (7-10 %) sans être complexe à implémenter. Le contrôle de la vitesse de rotation des roues est extrêmement simple à mettre en place et améliore les résultats (2-3 %) La fréquence d'acquisition a une influence (1%) et une fréquence d'acquisition de 2000 Hz permet d'obtenir de meilleurs résultats qu'une fréquence de 200 Hz. L'ensemble de ces variations de modélisation permet de savoir quel niveau de raffinement rechercher lors d'acquisitions de données de terrain et lors de la création d'un modèle MBD de véhicule.

Dans le futur, d'autres éléments pourront être inclus dans le modèle pour pouvoir représenter fidèlement un véhicule réel. La chaîne de transmission par courroie ou un modèle plus complexe de pilote en sont des exemples. Un modèle plus réaliste de moteur peut aussi être intégré pour prendre en compte le couple fourni par celui-ci. La prise en compte des flexibilités du châssis peut, selon des études préliminaires, grandement améliorer la précision des résultats. Cependant l'utilisation d'un châssis flexible pose quelques défis avec le contrôleur en position du châssis, qui devra être adapté pour ne pas introduire d'efforts nuisant au calcul de durée de vie du châssis.



Les méthodes semi-analytiques développées permettent de retrouver les efforts qui ont été appliqués sur le châssis d'un véhicule qui a réalisé des manœuvres lors desquelles les efforts aux roues, la vitesse de rotation des roues et la trajectoire du châssis ont été enregistrés. La géométrie de suspension, les paramètres de raideurs des suspensions, paliers élastiques et autres composantes, les flexibilités des éléments de suspension et du châssis modifient la réponse du véhicule et donc les efforts qui s'appliquent sur le châssis et sur les roues du véhicule. Les méthodes semi-analytiques ne permettent pas de prévoir les efforts qui s'appliquent sur le châssis d'un véhicule différent de celui qui a réalisé les essais physiques. Cependant, pour concevoir un véhicule nouveau, des hypothèses peuvent être considérées en assumant que les chargements aux roues ou au châssis du nouveau véhicule seront identiques aux efforts enregistrés sur le véhicule testé, mais la validité de ces hypothèses sera à prouver une fois le nouveau véhicule créé.

Dans le projet ATLAS, différents projets vont suivre cette étude des méthodes semi-analytiques et des simulations MBD. En effet, la méthode identifiée comme la plus performante doit être validée pour évaluer de ses performances réelles. Un projet consiste donc en l'application de cette méthode sur le Can-Am Spyder F3-T réel, qui va recevoir une instrumentation complète constituée de roues instrumentées, jauges de contraintes, capteurs de position des suspensions et accéléromètres. Cette instrumentation va permettre, via les jauges de contrainte, de corrélérer les efforts au châssis prédits par la méthode semi-analytique avec les déformations observées par les jauges de contrainte. L'instrumentation va aussi permettre de créer un modèle MBD corrélé du véhicule utilisé lors des tests.

Un autre projet de recherche permis par cette étude se concentre sur la flexibilité du châssis. À partir d'un modèle MBD corrélé, l'influence de la flexibilité du châssis sur le comportement dynamique du véhicule va être étudiée dans des simulations analytiques complètes avec un modèle de pneu complexe et un profil de route caractérisé. L'objectif est l'obtention d'une cible de rigidité permettant de respecter des critères de tenue de route et de confort du véhicule. Cet objectif permettra d'aider dans la conception d'un châssis de véhicule, en supplément des chargements subis par le châssis, fournis dans l'étude semi-analytique.

## 9. RÉFÉRENCES

- OH, H. G. A. A. M. R. L. W.-P. A. (1988) *Anthropometry and Mass Distribution for Human Analogues. Volume 1. Military Male Aviators.*
- Arnold, M., Burgermeister, B., Führer, C., Hippmann, G. et Rill, G. (2011) Numerical methods in vehicle system dynamics: state of the art and current developments. *Vehicle System Dynamics*, vol. 49, n°7, p. 1159-1207.
- Bäcker, M. et Gallerein, A. (2012) CDTire: State-of-the-Art Tire Models For Full Vehicle Simulation. [fr.slideshare.net/altairhtcus/cdtire-stateoftheart-tire-models-for-full-vehicle-simulation](http://fr.slideshare.net/altairhtcus/cdtire-stateoftheart-tire-models-for-full-vehicle-simulation) (Page consultée le 5 Avril 2018)
- Backer, M., Langthaler, T., Olbrich, M. et Oppermann, H. (2005) The hybrid road approach for durability loads prediction. 2005 SAE World Congress, April 11, 2005 - April 14, 2005, *SAE Technical Papers*. SAE International.
- Bakker, E., Nyborg, L. et Pacejka, H. B. (1987) Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. *SAE Transactions*, vol. 96, p. 190-204.
- Bouc, R. (1969) *Modèle mathématique d'hystérésis: application aux systèmes à un degré de liberté.* R. Bouc.
- Cao, C., Ghosh, S., Rao, R. et Medepalli, S. (2005) Truck Body Mount Load Prediction from Wheel Force Transducer Measurements (SAE Technical Paper No. 2005-01-1404). Warrendale, PA : SAE International.
- Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E. et Moruzzi, P. (2011) *High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach. Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 44, n°1, p. 45-56.
- Chen, J. S. et Hwang, H. Y. (2012) Vehicle Dynamic Analysis and Fatigue Prediction. *Applied Mechanics and Materials*, vol. 157-158, p. 1025-1030.
- Cosin (2018) FTire Model Documentation. [www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire\\_model.pdf](http://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_model.pdf) (Page consultée le 5 Avril 2018)
- Cossalter, V., Doria, A., Lot, R. et Massaro, M. (2011) The effect of rider's passive steering impedance on motorcycle stability: identification and analysis. *Meccanica*, vol. 46, n°2, p. 279-292.
- Cossalter, V., Lot, R. et Massaro, M. (2011) An advanced multibody code for handling and stability analysis of motorcycles. *Meccanica*, vol. 46, n°5, p. 943-958.
- Craig, R. R. et Bampton, M. C. C. (1968) Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. *AIAA Journal*, vol. 6, n°7, p. 1313-1319.
- Da Cruz, J. M., Do Espirito Santo, I. L. et De Oliveira, A. A. (2003) A semi-analytical method to generate load cases for CAE durability using virtual vehicle prototypes. 12th International Mobility Technology Congress and Exhibition, November 18, 2003 - November 20, 2003, *SAE Technical Papers*. SAE International.
- Das, M., Mi, Z. et Das, R. (2012) *A Flexible Multibody Dynamic Approach for Virtual Shake Table Simulation*, p. 39-43.

- Doumiati, M., Martinez, J., Sename, O., Dugard, L. et Lechner, D. (2015) *Road profile estimation using an adaptive Youla–Kučera parametric observer: Comparison to real profilers*. Control Engineering Practice.
- Downing, S. D. et Socie, D. F. (1982) Simple rainflow counting algorithms. *International Journal of Fatigue*, vol. 4, n°1, p. 31-40.
- Ducker Worldwide LLC. (2017) Aluminium content in north american light vehicles 2016 to 2028.
- Eichberger, A. et Hofmann, G. (2007) TMPT: multi-body package SIMPACK. *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, n°sup1, p. 207-216.
- Erhart, S., Doumiati, M., Sename, O., Martinez Molina, J. J. et Dugard, L. (2011) Estimation du profil de la chaussée pour la dynamique du véhicule. 4èmes Journées Doctorales/Journées Nationales MACS 2011 (JD-JN-MACS 2011), p. 221-226. Marseille, France.
- European Aluminium (2015) Aluminium Automotive Manual. [www.european-aluminium.eu/resource-hub/aluminium-automotive-manual/](http://www.european-aluminium.eu/resource-hub/aluminium-automotive-manual/) (page consultée le 16 Avril 2018)
- Ferry, W. B., Frise, P. R., Andrews, G. T. et Malik, M. A. (2002) Combining virtual simulation and physical vehicle test data to optimize durability testing. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 25, n°12, p. 1127-1134.
- Fraunhofer IPM (2016) Pavement-Profile-Scanner  
[www.ipm.fraunhofer.de/content/dam/ipm/en/PDFs/Product%20sheet/OF/LSC/Pavement-Profile-Scanner-en.pdf](http://www.ipm.fraunhofer.de/content/dam/ipm/en/PDFs/Product%20sheet/OF/LSC/Pavement-Profile-Scanner-en.pdf) (Page consultée le 16 février 2017)
- Fredriksson, J., Andreasson, J. et Laine, L. (2004) Wheel force distribution for improved handling in a hybrid electric vehicle using nonlinear control. 2004 43rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC) (IEEE Cat. No.04CH37601), vol. 4, p. 4081- 4086 Vol.4.
- Gallrein, A. et Bäcker, M. (2007) CDTire: a tire model for comfort and durability applications. *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, n°sup1, p. 69-77.
- Gipser, M. (2011) Tire Simulation With FTire: More Than Rubber and Chord.  
[fr.slideshare.net/AltairHTC/tire-simulation-with-ftire-more-than-rubber-and-chord](http://fr.slideshare.net/AltairHTC/tire-simulation-with-ftire-more-than-rubber-and-chord) (Page consultée le 5 Avril 2018)
- Hatada, T., Kabori, T., Ishida, M. et Niwa, N. (2000) Dynamic analysis of structures with Maxwell model. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 29, n°2, p. 159-176.
- Miner's Rule and Cumulative Damage Models (s.d.).  
[www.weibull.com/hotwire/issue116/hottopics116.htm](http://www.weibull.com/hotwire/issue116/hottopics116.htm) (Page consultée le 6 Avril 2018)
- Imine, H. (2003) Observation d'états d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement. *ResearchGate*.
- Jeong, C. H., Kim, J. Y. et Jung, D. H. (2015) Research on vehicle stability technology based on wheel force. *International Journal of Automotive Technology*, vol. 16,

- n°3, p. 435-445.
- Jerrelind, J., Arteaga, I. L., Drugge, L. et Kari, L. (2012) *Effects of Non-Linear Wheel Suspension Bushing on Vehicle Response*, p. 615-622.
- Johrendt, J. L. et Frise, P. R. (2010) *Neural Network Bushing Model Development Using Simulation*, p. 101-109.
- Kao, B. G., Perumalswami, P. R. et Dhir, A. K. (1997) A Hybrid Road Loads Prediction Method with Full Vehicle Dynamic Simulation. *X International Conference on Vehicle Structural Mechanics and CAE*. SAE International.
- Karnopp, D. (1997) Understanding multibody dynamics using bond graph representations. *Journal of the Franklin Institute*, vol. 334, n°4, p. 631-642.
- Katayama, T., Aoki, A., Nishimi, T. et Okayama, T. (1987) *Measurements of structural properties of riders*.
- Kauzlarich, J. J. (1989) The Palmgren-Miner rule derived. In D. Dowson, C. Taylor, M. Godet, et D. Berthe (dir.), *Tribology Series, Tribological Design of Machine Elements* (Vol. 14, p. 175-179). Elsevier.
- Kluziewicz, M. et Maniowski, M. (2016) Calibration procedure of measuring system for vehicle wheel load estimation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 148, n°1, p. 012010.
- Lin, G., Wang, D., Zhang, W. et Dai, D. (2015) Research on the Online Initial Value Calibration Method for the Wheel Force Transducer. *IEEE Sensors Journal*, vol. 15, n°2, p. 1043-1054.
- Lin, G., Zhang, W., Yang, F., Pang, H. et Wang, D. (2013) An Initial Value Calibration Method for the Wheel Force Transducer Based on Memetic Optimization Framework. *Mathematical Problems in Engineering*.
- Maher, D. et Young, P. (2011) An insight into linear quarter car model accuracy. *Vehicle System Dynamics*, vol. 49, n°3, p. 463-480.
- Mei, Y. H. et Xie, Q. S. (2014) Fatigue Loads Prediction Based on a Hybrid Road Approach. *Advanced Materials Research*, vol. 989-994, p. 3363-3366.
- Michigan Scientific Corporation (2013) LW9.5 Load Wheel Manual.
- MTS | Ground Vehicle Testing (s.d.).  
[www.mts.com/en/forceandmotion/groundvehicletesting/MTS\\_003446?article=1](http://www.mts.com/en/forceandmotion/groundvehicletesting/MTS_003446?article=1)  
 (Page consultée le 3 Avril 2018)
- Wheel Force Transducers For Cars, Bikes, ATVs - Michigan Scientific Corp. (s.d.)Michigan Scientific Corporation.  
[www.michsci.com/products/transducers/wheel-force-transducers/](http://www.michsci.com/products/transducers/wheel-force-transducers/) (Page consultée le 3 Avril 2018)
- NASA (1978) *Anthropometric source book. Volume 1: Anthropometry for designers*.
- Ok, J. K., Yoo, W. S. et Sohn, J. H. (2008) New nonlinear bushing model for general excitations using Bouc-Wen hysteretic model. *International Journal of Automotive Technology*, vol. 9, n°2, p. 183-190.

- Ok, J.-K., Sohn, J.-H. et Yoo, W.-S. (2007) *Development of Nonlinear Coupled Mode Bushing Model Based on the Bouc-Wen Hysteretic Model*, p. 1987-1994.
- Oliveri, S. M., Cale, M. et Catalano, L. (2002) Dynamics of Motorcycle Using Flexible Elements. *DS 30: Proceedings of DESIGN 2002, the 7th International Design Conference*, Dubrovnik.
- Pacejka, H. B. (2006) Chapter 4 - Semi-empirical tyre models. *Tyre and Vehicle Dynamics (Second Edition)* (p. 156-215). Oxford : Butterworth-Heinemann.
- Spinning Wheel Integrated Force Transducer (s.d.). [www.pcb.com/Wheel-Force-Transducers](http://www.pcb.com/Wheel-Force-Transducers) (Page consultée le 3 avril 2018)
- Piasco, J.-M. et Legeay, V. (1997) Estimation of Roads Longitudinal Roughness Using Logitudinal Profile Analysor Signal Filtering. *Traitement du Signal*, vol. 14, n°4, p. 359-372.
- Robbins, D. (1983) Anthropometric specifications for mid-sized male dummy, volume 2, and for small female and large male dummies, volume 3. Final report. (*National Highway Traffic Safety Administration*, Washington, D.C., Dir.)ResearchGate.
- Rodrigues, L. P., Silva, R. C. et Oliveira, A. B. S. (2017) *Multibody dynamic simulation of a double « a » suspension focusing on the lower control arm fatigue life analysis*, vol. 4A-2017.
- Rui, Y., Saleem, F. et Zhou, J. (1999) Vehicle road load simulation using effective road profile. Brevet N°EP0890918 (A2)
- Sawa, N., Nimiya, Y., Kubota, Y., Itsubo, T. et Honma, K. (2010) Fatigue Life Prediction on Rough Road Using Full Vehicle Co-simulation Model with Suspension Control. *SAE International*.
- Schudt, J. A., Kodali, P., Hong, H.-J. et Chidambaram, V. (2005) Supplementation of measured vehicle road loads to study vehicle configuration changes. 2005 SAE World Congress, April 11, 2005 - April 14, 2005, *SAE Technical Papers*. SAE International.
- Schwertassek, R., Dombrowski, S. V. et Wallrapp, O. (1999) Modal Representation of Stress in Flexible Multibody Simulation. *Nonlinear Dynamics*, vol. 20, n°4, p. 381-399.
- Sequenzia, G., Oliveri, S. M., Fatuzzo, G. et Calì, M. (2015) An advanced multibody model for evaluating rider's influence on motorcycle dynamics. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: *Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 229, n°2, p. 193-207.
- Shoberg, R. S. et Wallace, B. (1975) *A Triaxial Automotive Wheel Force and Moment Transducer*.
- Simpack (2017) *Simpack Documentation*. (Dassault Systemes Simulia Corp.).
- Surendranath, H., Oancea, V. et Subbarayalu, S. (2011) Full vehicle durability prediction using Co-Simulation between Implicit and Explicit finite element solvers. Tech. rep., Dassault Systèmes Simulia Corp.

- Tebbe, J. C., Chidambaram, V., Kline, J. T., Scime Jr., S., Shah, M. P., Tasci, M. et Zheng, D. (2006) Chassis loads prediction using measurements as input to an unconstrained multi-body dynamics model. 2006 SAE World Congress, April 3, 2006 - April 6, 2006, *SAE Technical Papers*. SAE International.
- Tebbe, J.C., Chidambaram, V., Kline, J. T., Scime Jr., S., Shah, M. P., Tasci, M. et Zheng, D. (2006) Chassis loads prediction using measurements as input to an unconstrained multi-body dynamics model. *SAE Technical Papers*.
- TNO (2013) MFTyre-MFSwift Help.  
[www.functionbay.co.kr/documentation/onlinehelp/Documents/Tire/MFTyre-MFSwift\\_Help.pdf](http://www.functionbay.co.kr/documentation/onlinehelp/Documents/Tire/MFTyre-MFSwift_Help.pdf) (page consultée le 5 avril 2018)
- Türkay, S. et Akçay, H. (2008) Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 311, n°1, p. 440-460.
- ViaPPS (2017) ViaPPS - ViaTech AS. [www.viatech.no/products.aspx?lang=en&id=6](http://www.viatech.no/products.aspx?lang=en&id=6) (Page consultée le 16 Février 2017)
- Wang, D., Lin, G., Zhang, W. et Jiang, T. (2016) *Angle error compensation in wheel force transducer. Measurement*, vol. 77, p. 203-212.
- Wen, Y.-K. (1976) *METHOD FOR RANDOM VIBRATION OF HYSTERETIC SYSTEMS*, vol. 102, n°2, p. 249-263.
- Zhu, S. H., Xiao, Z. J. et Li, X. Y. (2011) Vehicle Frame Fatigue Life Prediction Based on Finite Element and Multi-Body Dynamic. *Applied Mechanics and Materials*, vol. 141, p. 578-585.